

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Высшее профессиональное образование

Г. Ф. Быстрицкий

ЭНЕРГОСИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Учебное пособие



Электротехника

Г. Ф. БЫСТРИЦКИЙ

ЭНЕРГОСИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Допущено

*УМО по образованию в области энергетики и электротехники
в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности 181300 «Электрооборудование
и электрохозяйство предприятий, организаций и учреждений» направления
654500 «Электротехника, электромеханика и электротехнологии»*

Допущено

*Министерством образования Российской Федерации в качестве учебного пособия
для студентов учреждений среднего профессионального образования, обучающихся
по группе специальностей 1000 «Энергетика», 1800 «Электротехника»*

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
-------------------	---

Раздел первый ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

Глава 1. Основные положения технической термодинамики	5
1.1. Основные понятия и определения	5
1.2. Внутренняя энергия, техническая работа, первый закон термодинамики	8
1.3. Теплоемкость, энтальпия и энтропия. Второй закон термодинамики	13
1.4. Основные термодинамические процессы идеальных газов	20
1.5. Реальные газы и водяной пар	27
1.6. Круговой процесс и цикл Карно	33
1.7. Термодинамические процессы в компрессорах	39
Глава 2. Циклы основных тепловых машин и установок	43
2.1. Цикл паросиловой установки — цикл Ренкина	43
2.2. Цикл газотурбинной установки	51
2.3. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания	54
2.4. Цикл парогазовых установок	59
2.5. Идеальные циклы холодильных установок и тепловых насосов	60
Глава 3. Основы теории теплообмена	65
3.1. Основные понятия и определения	65
3.2. Теплопроводность	67
3.3. Конвективный теплообмен	73
3.4. Лучистый теплообмен	87
3.5. Теплопередача	98

Раздел второй ТЕПЛОВОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Глава 4. Теплообменные аппараты	104
4.1. Общие сведения о теплообменниках	104
4.2. Виды и классификация теплообменных аппаратов	105
4.3. Конструкции теплообменных аппаратов поверхностного типа	111
4.4. Расчет теплообменных аппаратов поверхностного типа	120

Глава 5. Топливо и его сжигание	129
5.1. Виды топлива	129
5.2. Процессы горения топлива	139
5.3. Расчеты горения топлива	146
5.4. Способы сжигания топлив и горелочные устройства	150
Глава 6. Котельные установки	174
6.1. Общие сведения	174
6.2. Назначение и классификация котлоагрегатов	177
6.3. Основные виды котельных агрегатов	180
6.4. Основные элементы котельного агрегата	196
6.5. Тепловой баланс котельного агрегата	209
Глава 7. Нагнетательные машины	215
7.1. Виды и классификация нагнетателей	215
7.2. Применение нагнетательных машин	219
7.3. Рабочие параметры нагнетательных машин	221
7.4. Основы теории центробежных нагнетателей	225
7.5. Действительные характеристики центробежного нагнетателя при постоянной частоте вращения	232
7.6. Подобие центробежных машин. Формулы пропорциональности	235
7.7. Регулирование подачи центробежных нагнетателей	238
7.8. Сводные графики полей (зон) рабочих характеристик нагнетателей	243
7.9. Параллельное и последовательное соединения нагнетателей	246
7.10. Центробежные насосы	248
7.11. Центробежные вентиляторы	263
7.12. Центробежные компрессоры	273
7.13. Поршневые насосы	281
7.14. Поршневые компрессоры	288
Список литературы	301

УДК 621.311.1

ББК 31.19

Б95

Рецензенты:

ген. директор Всероссийского теплотехнического института,
чл.-корр. РАН, д-р техн. наук, проф. *Г. Г. Ольховский*;
зав. кафедрой «Промышленные теплоэнергетические системы»
Московского энергетического института (технического университета),
д-р техн. наук, проф. *В. В. Галактионов*;
зав. кафедрой «Электроснабжение промышленных предприятий» Вятского
государственного университета, д-р техн. наук, проф. *В. В. Черепанов*;
зав. кафедрой «Теплотехника» Вятского государственного университета,
д-р техн. наук, проф. *Е. И. Эфрос*;
зав. кафедрой «Электроснабжение и электрические машины» Московского
государственного агроинженерного университета им. Горячкина, д-р техн. наук,
проф. *Т. Б. Лецинская*

Быстрицкий Г. Ф.

Б95

Энергосиловое оборудование промышленных предприятий:
Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений: Учеб. пособие
для сред. проф. образования / Геннадий Федорович Быстриц-
кий. — М.: Издательский центр «Академия», 2003. — 304 с.

ISBN 5-7695-1169-9

Изложены основные положения технической термодинамики и теории теплооб-
мена, рассмотрены циклы тепловых машин и установок, а также устройство, принцип
работы и характеристики котельных агрегатов и нагнетательных машин, представлены
сведения о теплообменных аппаратах, характеристиках и методах сжигания различных
видов топлива.

Для студентов вузов и учреждений среднего профессионального образования
электротехнических специальностей. Может быть полезно работникам промышлен-
ности, занимающимся эксплуатацией энергосилового оборудования.

УДК 621.311.1

ББК 31.19

Учебное издание

Быстрицкий Геннадий Федорович

Энергосиловое оборудование промышленных предприятий

Учебное пособие

Редактор *В. Н. Путилов*

Технический редактор *О. С. Александрова*

Компьютерная верстка: *Е. В. Матусовская*

Корректоры: *И. В. Могилевец, М. В. Дьяконова*

Изд. № А-652-И/1. Подписано в печать 03.10.2003. Формат 60×90/16.

Бумага тип. № 2. Гарнитура «Таймс». Печать офсетная. Усл. печ. л. 19,0.

Тираж 20 000 экз. (1-й завод 1 — 5 100 экз.). Заказ №12500.

Лицензия ИД № 02025 от 13.06.2000. Издательский центр «Академия».

Санитарно-эпидемиологическое заключение № 77.99.02.953.Д.003903.06.03 от 05.06.2003.

117342, Москва, ул. Бутлерова, 17-Б, к. 223. Тел./факс (095): 330-1092, 334-8337.

Отпечатано на Саратовском полиграфическом комбинате.

410004, г. Саратов, ул. Чернышевского, 59.

ISBN 5-7695-1169-9

© Быстрицкий Г. Ф., 2003

© Издательский центр «Академия», 2003

ПРЕДИСЛОВИЕ

Энергетическое хозяйство современного промышленного пред-
приятия наряду с общим электротехническим оборудованием
включает в себя значительное количество энергосилового и
теплотамеханического оборудования.

Котельные установки обеспечивают паром и горячей водой тех-
нологические потребности промышленных предприятий и систе-
мы отопления, для чего используются разнообразные теплооб-
менные аппараты и устройства.

Обеспечение водой (водопроводной и технической) и подача
различных технологических растворов на предприятиях осущест-
вляется с помощью насосов, как правило, центробежного типа.

Вентиляторы общепромышленного назначения являются со-
ставной частью систем общеобменной и местной вентиляции в
производственных цехах и служебных помещениях, используются
в системах кондиционирования воздуха и т. д.

Технологические потребности предприятий в сжатом воздухе
(для прессов, молотов, пневмоинструмента, окраски и пр.) удов-
летворяются с помощью компрессоров различных видов — цент-
робежных, поршневых и др.

Как правило, энергосиловое оборудование находится в веде-
нии отдела главного энергетика промышленного предприятия.
Надежная и эффективная работа этого оборудования в значитель-
ной мере определяет эффективность всего производственного про-
цесса, что обуславливает необходимость знания техническим
персоналом его устройства, технических характеристик и спосо-
бов регулирования.

Материал учебного пособия основывается на опыте многолет-
него преподавания автором студентам электроэнергетических и
электротехнических специальностей таких учебных дисциплин, как
«Энергоснабжение промышленных предприятий», «Энергети-
ческие установки предприятий» и «Энергосиловое оборудование
промышленных предприятий».

Книга состоит из двух разделов: «Основы теплотехники» и «Теп-
ловое и энергетическое оборудование промышленных предприятий».

В первом разделе приведены основные положения технической
термодинамики, даны основы теории теплообмена и циклы наи-

более распространенных тепловых машин и энергетических установок.

Во втором разделе рассмотрены принципы работы и устройство поверхностных теплообменных аппаратов, различные виды топлива, способы его сжигания и соответствующие горелочные устройства, а также котельные установки и работа отдельных элементов котельного агрегата.

Кроме того, во втором разделе рассмотрены принципы работы, рабочие характеристики, параметры и способы регулирования различных нагнетательных машин, которые наиболее широко применяются в энергохозяйстве промышленных предприятий.

Раздел первый

ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

Глава 1

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

1.1. Основные понятия и определения

Термодинамика — наука, которая изучает энергию и законы ее превращения из одного вида в другой.

Раздел термодинамики, в котором рассматриваются взаимопревращения тепловой и механической энергии с помощью рабочих тел, называется **технической термодинамикой**.

Техническая термодинамика является основой теории тепловых двигателей и других энергетических установок, так или иначе связанных с взаимопревращениями указанных видов энергии.

Из курса физики известно, что молекулярное строение вещества предполагает наличие сил сцепления (притяжения и отталкивания) между непрерывно движущимися молекулами. В твердом теле расстояние между молекулами весьма мало, а силы сцепления настолько значительны, что движение молекул крайне ограничено, и поэтому объем тела остается практически неизменным. Для изменения формы твердого тела требуется приложить значительные усилия, намного превосходящие силы сцепления молекул.

В жидкостях расстояния между молекулами значительно больше и силы сцепления слабее, нежели в твердом теле, поэтому жидкость, обладая текучестью, способна принимать любую форму в зависимости от геометрии сосуда, в котором она содержится. Однако силы сцепления молекул в жидкости все же значительны, и объем ее практически остается неизменным, что и обуславливает несжимаемость жидкостей. Что же касается газов (паров), то силы сцепления молекул в них ничтожно малы, поэтому газ не имеет ни постоянной формы, ни постоянного объема. Как известно, газ занимает любой предоставленный ему объем и любую форму сосуда, в котором он помещен.

Здесь уместно ввести понятие об идеальном газе, молекулы которого обладают ничтожно малыми объемами, лишены сил сцепления и непрерывно совершают хаотическое движение. Ко

многим реальным газам (например, водород, гелий, кислород, азот, воздух и многие другие) при обычных условиях могут быть применены законы идеальных газов.

Преобразование теплоты в механическую работу происходит с помощью рабочего тела. Наиболее эффективные рабочие тела обладают резко выраженными упругими свойствами, позволяющими в значительной мере деформироваться (изменять свой объем) под влиянием механических сил (давления), термических воздействий (теплоты, температуры) или комбинированных термомеханических воздействий.

Наблюдая за поведением тел в природе в их различных агрегатных состояниях, можно заметить, что наиболее целесообразно в качестве рабочих тел в различных тепловых устройствах использовать газы или пары. Именно они наиболее эффективны в процессах преобразования теплоты в механическую работу, так как, с одной стороны, легко деформируемы (легко сжимаются, расширяются) под влиянием внешних сил, а с другой стороны, имеют значительные (по сравнению с другими агрегатными состояниями тел) по величине коэффициенты объемного расширения.

Одним из основных в технической термодинамике является понятие о *термодинамической системе*, представляющей собой совокупность тел, находящихся во взаимодействии как между собой, так и с окружающей средой. Простым примером термодинамической системы может служить газ, расширяющийся или сжимающийся в цилиндре с движущимся поршнем.

Материальные тела, входящие в термодинамическую систему, разделяют на источники теплоты и рабочие тела, которые под воздействием источника теплоты совершают механическую работу.

Для определения конкретных физических условий, в которых находится термодинамическая система, используется ряд показателей, называемых *параметрами состояния*. В число основных параметров входят: абсолютная температура T , абсолютное давление p и удельный объем v (или величина, обратная удельному объему — плотность ρ).

Последовательность изменения состояния рабочего тела в термодинамической системе называют *термодинамическим процессом*. Основным признаком процесса является изменение хотя бы одного из параметров состояния.

Давление (p) в термодинамике определяется как сила, действующая по нормали на единицу поверхности тела. Давление измеряют в ньютонах на квадратный метр (Н/м^2).

Различают *абсолютное и избыточное давления*. Под абсолютным понимают действительное давление рабочего тела внутри сосуда. Под избыточным давлением понимают разность между абсолютным давлением в сосуде и давлением окружающей среды. При-

бор, служащий для замера этой разности давлений, называют *манометром*.

Из приведенных выше определений следует, что для случая, когда давление в сосуде превышает давление окружающей среды,

$$p_a = p_m + p_b,$$

где p_a — абсолютное давление в сосуде; p_m — манометрическое давление; p_b — давление окружающей среды (барометрическое давление).

Если абсолютное давление меньше давления окружающей среды, то разность между ними называют *разрежением*, или *вакуумом*. Для измерения его служит *вакуумметр* — прибор, показывающий разность давления окружающей среды и абсолютного давления газа в сосуде. В этом случае

$$p_a = p_b - p_v,$$

где p_v — разрежение.

Для измерения небольших давлений пользуются жидкостными приборами, заполненными водой, ртутью или другой жидкостью.

В системе СИ за единицу давления принят один паскаль (Па), причем $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$.

В теплотехнических установках приборы чаще всего градуированы в системе МКГСС, в которой за единицу давления принята атмосфера (ат): $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10^4 \text{ кгс/м}^2$.

Так как $1 \text{ кгс} = 9,8 \text{ Н}$, то $1 \text{ ат} = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Па}$, или $1 \text{ ат} = 98 \text{ кПа} = 0,098 \text{ МПа}$, а с округлением $1 \text{ ат} = 0,1 \text{ МПа}$.

Следует также отметить, что рабочее тело находится при нормальных физических условиях, если давление его равно 1 атм ($p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$ или $101\,325 \text{ Н/м}^2$), а температура $t_0 = 0^\circ\text{C}$.

Нормальные технические условия соответствуют давлению в 1 ат ($p_0 = 735,6 \text{ мм рт. ст.}$ или $98\,066 \text{ Н/м}^2$) и $t_0 = 15^\circ\text{C}$.

В технике используются и другие соотношения между единицами давления:

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2 = 750 \text{ мм рт. ст.};$$

$$1 \text{ ат техн. (кг/см}^2) = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 10\,000 \text{ кг/м}^2 = 10\,000 \text{ мм вод. ст.}$$

Под **удельным объемом** рабочего тела понимают объем, занимаемый этим телом массой в 1 кг . Удельный объем обозначают буквой v и измеряют в кубических метрах на килограмм ($\text{м}^3/\text{кг}$).

Под **плотностью** рабочего тела понимают величину, обратную удельному объему, т. е. массу вещества объемом в 1 м^3 . Плотность обозначают буквой ρ и измеряют в килограммах на кубический метр (кг/м^3). Из приведенных определений следует:

$$v = V/M, \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$\rho = M/V, \text{ кг/м}^3,$$

поэтому

$$\nu\rho = 1. \quad (1.1)$$

Здесь V — объем рабочего тела, м^3 ; M — масса рабочего тела, кг .

Уравнение (1.1) обозначает, что плотность и удельный объем являются величинами, обратными друг другу.

Абсолютная температура является одним из основных параметров, характеризующих тепловое состояние тела, и мерой степени нагретости тела. Знак разности температур двух неодинаково нагретых тел определяет направление передачи теплоты. Температуру измеряют либо по абсолютной шкале в Кельвинах (K) и обозначают буквой T , либо по Международной стоградусной шкале в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$) и обозначают буквой t . Единица деления шкалы Кельвина равна градусу шкалы Цельсия. Соотношение между величинами T и t определяется формулой:

$$T(\text{K}) = t(^{\circ}\text{C}) + 273,15.$$

В США, Канаде и некоторых других странах применяется шкала Фаренгейта, в которой за 0 принята температура смеси равных частей льда и нашатыря. В этой шкале температура таяния льда равна $+32^{\circ}\text{F}$, а температура кипения химически чистой воды равна $+212^{\circ}\text{F}$. Соотношение будет

$$t(^{\circ}\text{F}) = 9/5 t(^{\circ}\text{C}) + 32.$$

1.2. Внутренняя энергия, техническая работа, первый закон термодинамики

Внутренняя энергия. Известно, что эквивалентность теплоты и работы является опытным подтверждением всеобщего закона сохранения и превращения энергии, согласно которому энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит в различных физических (а также химических) процессах из одного вида в другой.

Закон сохранения и превращения энергии в применении к понятиям термодинамики носит название первого закона термодинамики.

Опыт показывает, что подвод теплоты Q к какому-либо телу (так же, как и отвод теплоты), обычно связан с изменением температуры тела T и его объема V .

Изменение температуры обусловлено изменением энергии движения молекул вещества. Этот вид энергии называется *внутренней энергией*, под которой понимается сумма кинетической и потенциальной энергии атомов и молекул тела. В общем случае внутренняя энергия тела складывается: из кинетической энергии по-

ступательного, вращательного и колебательного движения молекул, потенциальной энергии сил сцепления (отталкивания) между молекулами, внутримолекулярной, внутриатомной и внутриядерной энергии.

Если количество внутренней энергии рабочего тела до начала подвода к нему теплоты обозначить буквой U_1 , а количество внутренней энергии этого же тела после окончания подвода теплоты — U_2 , то результатом процесса будет изменение внутренней энергии

$$\Delta U = U_2 - U_1.$$

Для определения разности ΔU нет необходимости знать, по какому закону происходил подвод теплоты к телу, внутренняя энергия тела может быть отнесена к группе параметров состояния.

Первый закон термодинамики. Изменение объема тела при нагревании (или охлаждении) связано с работой, которую производят возникающие в этом процессе силы, проявляющиеся в форме давления на поверхность тела. Работа этих сил в процессе подвода теплоты Q называется *внешней работой* L . Отсюда следует, что затрата теплоты Q при изменении температуры и объема тела связана с изменением внутренней энергии ΔU и совершением внешней работы L , и, следовательно, в соответствии с законом сохранения энергии

$$Q = \Delta U + L. \quad (1.2)$$

Соотношение (1.2) называют обычно аналитическим выражением первого закона термодинамики для неподвижного тела. Это выражение устанавливает, что в данном термодинамическом процессе теплота расходуется в двух направлениях: на изменение внутренней энергии и на совершение внешней работы.

В технической термодинамике принимают, что основной формой преобразования теплоты во внутреннюю энергию является изменение кинетической энергии движения молекул (как функции изменения температуры) и потенциальной энергии сил сцепления между молекулами (как функции изменения удельного объема): $U = f(T; \nu)$.

Для идеальных газов силы сцепления между молекулами равны нулю, следовательно, внутренняя энергия таких газов зависит только от их абсолютной температуры: $U = f(T)$.

Внешняя работа проявляется либо как изменение объема неподвижного тела, т.е. работа расширения (или сжатия) газа или пара, либо как работа перемещения тела в пространстве (например, течение газа или пара в канале произвольной формы). Объем газа считается неподвижным, когда центр тяжести его в пространстве не перемещается, т.е. его скорость равна нулю.

Работа расширения (сжатия) неподвижного тела проявляется в изменении объема тела V под действием давления p . Например, если

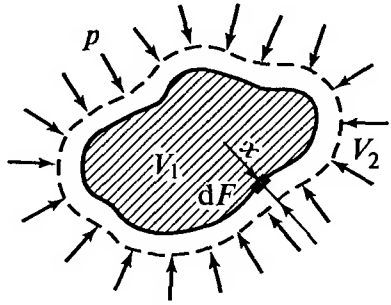


Рис. 1.1. Изменение объема газа в процессе расширения

Очевидно, что полная работа для всей поверхности тела при изменении объема от V_1 до V_2

$$L_p = \int_1^2 dL_p = \int_1^2 p dV$$

или для 1 кг газа

$$l_p = \int_1^2 p dv \quad (1.3)$$

и

$$dl_p = p dv.$$

Работа расширения как функция давления и объема может быть графически изображена в координатах p, v (рис. 1.2). Если в данном процессе зависимость давления от объема изображается кривой 1—2, то для элементарного объема dv величина элементарной работы dl_p может быть выражена элементарной площадью $dl_p = p dv$. Вся работа расширения при изменении объема 1 кг газа от v_1 до v_2 определяется

по формуле $l_p = \int_1^2 p dv$ и равна площади, ограниченной линией процесса 1—2 и осью абсцисс.

Из рис. 1.2 следует, что величина работы расширения зависит от характера изменения p и v в процессе 1—2, следовательно, внешняя работа не является параметром состояния.

Рис. 1.2. Графическое изображение работы расширения (сжатия) в p, v -диаграмме

Уравнение первого закона термодинамики, устанавливающего связь между подведенной к телу теплотой, изменением внутренней энергии и внешней работой, при расчете на единицу массы примет следующий вид:

$$q = \Delta u + l_p$$

или в дифференциальной форме

$$dq = du + dl_p = du + p dv.$$

Техническая работа. Если теплота сообщается движущемуся в пространстве телу, например потоку газа или пара, текущему по каналу произвольной формы, то получаемая при этом внешняя работа, кроме работы расширения, включает еще и другие виды механической энергии. Так, если 1 кг газа или пара движется (рис. 1.3) от сечения 1—1 к сечению 2—2 со скоростью, изменяющейся от c_1 до c_2 , то, очевидно, в этом случае наблюдается изменение кинетической энергии от $l_1 = c_1^2/2$ до $l_2 = c_2^2/2$. Кроме того, подходя к сечению 1—1 (или покидая сечение 2—2), каждый элемент объема вытесняет равный ему объем вещества, т.е. совершает так называемую *работу проталкивания*.

Если принять, что под действием давления p элементом объема пройден какой-то путь Δx , а сечение потока на этом пути равно f , то при перемещении 1 кг газа, имеющего объем v , величина перемещения составит

$$\Delta x = \frac{v}{f}.$$

Работу проталкивания на этом пути для сечения 1—1 можно определить по формуле

$$l_{пр1} = p_1 f_1 \Delta x = p_1 v_1,$$

а для сечения 2—2 — $l_{пр2} = p_2 v_2$.

Если в сечении 1—1 газ обладал внутренней энергией u_1 , а в сечении 2—2 — внутренней энергией u_2 и на пути потока между этими сечениями отводилась теплота q , то по закону сохранения энергии

$$u_1 + p_1 v_1 + \frac{c_1^2}{2} = u_2 + p_2 v_2 + \frac{c_2^2}{2} + q,$$

откуда

$$\begin{aligned} q &= \left(u_1 + p_1 v_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) - \left(u_2 + p_2 v_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) = \\ &= (u_1 - u_2) + (p_1 v_1 - p_2 v_2) + \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right) \end{aligned}$$

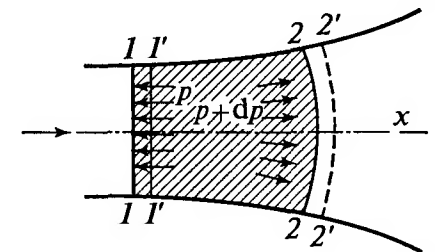


Рис. 1.3. Внешняя работа движущегося газа

или

$$dq = du + d(pv) + dl_{\text{кин}} = du + dl_{\text{пр}} + dl_{\text{кин}}, \quad (1.4)$$

где $dl_{\text{кин}}$ — изменение кинетической энергии; $dl_{\text{пр}}$ — изменение работы проталкивания.

Таким образом, внешняя работа для движущегося тела, в отличие от работы расширения тела, находящегося в покое, проявляется как сумма изменения кинетической энергии потока и работы проталкивания. Уравнение (1.4) является аналитическим выражением первого закона термодинамики для потока газа.

Изменение кинетической энергии потока называют его *технической работой* $l_{\text{техн}} = \Delta l_{\text{кин}}$, откуда согласно выражению (1.4)

$$dl_{\text{пр}} = d(pv) + dl_{\text{техн}}$$

или

$$pdv = pdv + vdp + dl_{\text{техн}};$$

следовательно,

$$dl_{\text{техн}} = l_{\text{кин}} = -vdp$$

или

$$l_{\text{техн}} = \Delta l_{\text{кин}} = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = -\int_1^2 vdp.$$

Так как техническая работа, аналогично работе расширения, является функцией меняющихся в данном процессе давления и объема, то величина $dl_{\text{техн}}$ для процесса 1—2 будет отображена в p, v -диаграмме (рис. 1.4) в виде элементарной площадки между линией процесса и осью p , т.е. $dl_{\text{техн}} = vdp$ (знак минус указывает на уменьшение объема при росте значений давления).

В итоге полная техническая работа, совершаемая в процессе 1—2

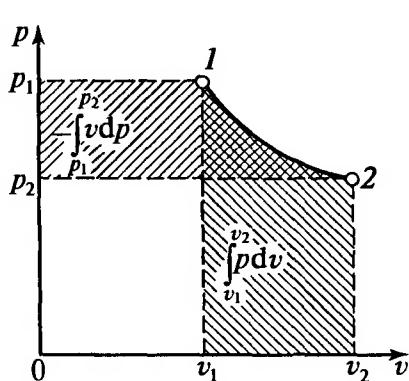


Рис. 1.4. Графическое изображение технической работы в p, v -диаграмме

$$l_{\text{техн}} = -\int_{p_1}^{p_2} vdp,$$

определится как площадь, ограниченная линией процесса 1—2 и осью p (напомним, что величина $l_{\text{пр}}$ определялась как площадь, ограниченная линией процесса и осью v).

Из рис. 1.4 следует, что $l_{\text{техн}}$ зависит от пути (вида) процесса 1—2, и потому, так же как и $l_{\text{пр}}$, не является параметром состояния. В противоположность этому связанная с движением газа рабо-

та проталкивания $l_{\text{пр}} = pv$ зависит только от состояния рабочего тела в данной точке процесса и не зависит от вида процесса, и поэтому может считаться параметром состояния.

1.3. Теплоемкость, энтальпия и энтропия.

Второй закон термодинамики

Теплоемкость и ее виды. Удельной теплоемкостью c называют количество теплоты q , которое требуется для изменения температуры единицы количества вещества на один градус: $c = q/\Delta T$, $c = dq/dT$.

В зависимости от способа измерения единицы количества вещества, характера термодинамического процесса и величины интервала температур различают несколько видов теплоемкостей.

1. В зависимости от единицы количества вещества (1 кг, 1 м³, 1 моль) теплоемкость бывает массовой c [Дж/(кг·К)], объемной c' [Дж/(м³·К)] и молярной c_{μ} [Дж/(моль·К)].

Связь между ними выражается следующей зависимостью:

$$c = c'/\rho_n = c_{\mu}/\mu,$$

где ρ_n — плотность при нормальных физических условиях.

Количество теплоты соответственно определяется по формуле

$$Q = cm(T_2 - T_1) = c'V_n(T_2 - T_1) = c_{\mu}n(T_2 - T_1),$$

где m — масса газа, кг; V_n — объем газа, приведенный к нормальным физическим условиям; n — число молей газа.

2. Теплоемкость зависит от характера процесса и свойств газа. В зависимости от способа подвода теплоты различают теплоемкость при постоянном давлении (изобарную) c_p и теплоемкость при постоянном объеме (изохорную) c_v . Понятия «теплоемкость при постоянной температуре» и «адиабатная теплоемкость» редко применяются, так как при $T = \text{const}$ $c = dq/0 = \infty$, а при $dq = 0$ $c = 0/dT = 0$.

Еще в 1842 г. один из основоположников закона сохранения и превращения энергии Р. Ю. Майер установил, что

$$\mu c_p - \mu c_v = \mu R = 8,3 \text{ кДж/(моль} \cdot \text{К)} \text{ или } c_p - c_v = R. \quad (1.5)$$

Физический смысл этой зависимости легко уяснить. Если для нагревания 1 моля (или 1 кг) газа в цилиндре над поршнем на один градус при постоянном объеме, т.е. при закреплённом неподвижно поршне, надо затратить количество теплоты c_v , то при постоянном давлении к этому количеству теплоты добавится работа μR (или R), которую будет совершать расширяющийся газ, толкая освобожденный поршень.

Отношение $k = c_p/c_v$ называют показателем адиабаты. Отметим, что зная k и используя уравнения (1.5), можно определить

$$c_v = R/(k - 1); c_p = kR/(k - 1).$$

3. Поскольку теплоемкость изменяется с температурой, в зависимости от интервала температур различают истинную (c) и среднюю (c_m) удельные теплоемкости. Истинной называют теплоемкость, соответствующую бесконечно малому интервалу температур: $c = dq/dT$, а средней — теплоемкость, соответствующую конечному интервалу изменения температуры: $c_m = q/(T_2 - T_1)$.

Зависимость теплоемкости от температуры может быть выражена числовым рядом, основное значение в котором имеют два первых члена:

$$c = a + bt + dt^2 + \dots;$$

$$c_m = a + b \frac{(t_2 - t_1)}{2} + d \frac{(t_2^2 + t_2 t_1 - t_1^2)}{2} + \dots,$$

где a, b, d — постоянные, зависящие от природы газа.

Экспериментально установлено, что величина теплоемкости реальных газов зависит и от давления, влияние которого при высоких температурах, свойственных продуктам сгорания в тепловых двигателях (1000...2000 °С), незначительно. При расчетах же паровых машин, турбин, преобразователей теплоты пренебрегать влиянием давления на теплоемкость нельзя.

При практических расчетах обычно пользуются табличными данными средних теплоемкостей в интервале температур от 0 до t . В этом случае количество теплоты, потребное на нагрев 1 кг рабочего тела от 0 до t_1 или до t_2 , будет

$$q_1 = c_{m0}^{t_1} (t_1 - 0) = c_{m0}^{t_1} t_1;$$

$$q_2 = c_{m0}^{t_2} (t_2 - 0) = c_{m0}^{t_2} t_2.$$

Здесь $c_{m0}^{t_1}$ и $c_{m0}^{t_2}$ — табличные значения теплоемкостей в интервалах температур (0... t_1) и (0... t_2).

Количество теплоты, потребное для нагрева 1 кг тела от t_1 до t_2 , определяется как разность:

$$q = q_2 - q_1 = c_{m0}^{t_2} t_2 - c_{m0}^{t_1} t_1, \text{ Дж/кг.}$$

Энтальпия. В ряде случаев оказывается целесообразным объединение параметров u и pv в общий калорический параметр, называемый энтальпией:

$$i = u + pv, \text{ Дж/кг.}$$

Энтальпия — термодинамическая функция, имеющая смысл полной (внутренней и внешней) энергии системы. Она складывается из внутренней энергии u и упругостной энергии pv , обуслов-

ленной наличием внешнего давления окружающей среды p , т.е. pv есть работа, которую надо затратить, чтобы ввести рабочее тело объемом v в среду, имеющую давление p .

Для идеального газа справедливы соотношения:

$$u = c_v T; \quad pv = RT.$$

При $p = \text{const}$ можно получить:

$$di = du + pdv = c_v dT + R dT = (c_v + R) dT = c_p dT.$$

Продифференцировав $i = u + pv$ и подставив в дифференциальное уравнение первого закона термодинамики для потока рабочего тела, можно получить

$$dq = di - vdp;$$

$$q = i_2 - i_1 - \int_{p_1}^{p_2} v dp.$$

Энтальпия измеряется в тех же единицах, что и теплота, работа и внутренняя энергия (Дж/кг). Поскольку энтальпия, так же как и внутренняя энергия, является функцией состояния, то ее абсолютная величина может быть определена только с точностью до некоторой постоянной, условно выбранной для начала отсчета.

По международному соглашению за начало отсчета энтальпии для воды и водяного пара принята так называемая *тройная точка* ($T = 273,16$ К и $p = 0,0006$ Па), в которой возможно одновременное существование трех фаз: льда, жидкости и пара. За начало отсчета энтальпии для газов может быть принята температура $T = 0$ К.

Второй закон термодинамики. Второй закон термодинамики, как и первый, является опытным законом, основывающимся на многовековых наблюдениях ученых, однако установлен он был только в середине XIX в.

Наблюдения за явлениями природы показывают, что возникновение и развитие самопроизвольно протекающих в ней естественных процессов, работа которых может быть использована для нужд человека, возможно лишь при отсутствии равновесия между участвующей в процессе термодинамической системой и окружающей средой. Эти процессы всегда характеризуются односторонним их протеканием от более высокого потенциала к более низкому (от более высокой температуры к более низкой или от более высокого давления к более низкому). При протекании указанных процессов термодинамическая система стремится к тому, чтобы прийти в равновесие с окружающей средой, характеризующееся равенством давления и температуры системы и окружающей среды.

Из наблюдений за явлениями природы также следует, что для того чтобы заставить процесс протекать в направлении, обратном направлению протекания самопроизвольного процесса, необходимо затратить заимствованную из внешней среды энергию.

Второй закон термодинамики представляет собой обобщение изложенных положений и заключается в следующем.

1. *Самопроизвольное протекание естественных процессов возникает и развивается при отсутствии равновесия между участвующей в процессе термодинамической системой и окружающей средой.*

2. *Самопроизвольно происходящие в природе естественные процессы, работа которых может быть использована человеком, всегда протекают лишь в одном направлении от более высокого потенциала к более низкому.*

3. *Ход самопроизвольно протекающих процессов происходит в направлении, приводящем к установлению равновесия термодинамической системы с окружающей средой, и по достижении этого равновесия процессы прекращаются.*

4. *Процесс может протекать в направлении, обратном самопроизвольному процессу, если энергия для этого заимствуется из внешней среды.*

Формулировки второго закона термодинамики, данные различными учеными, вылились в форму постулатов, полученных в результате развития положений, высказанных французским ученым Сади Карно.

В частности, постулат немецкого ученого Р. Клаузиуса состоит в том, что теплота не может переходить от холодного тела к теплоту без компенсации. Сущность постулата английского ученого В. Томсона заключается в том, что невозможно осуществить цикл теплового двигателя без переноса некоторого количества теплоты от источника теплоты с более высокой температурой к источнику с более низкой температурой.

Эту формулировку следует понимать так: *для того чтобы работала периодически действующая машина, необходимо чтобы были минимум два источника теплоты различной температуры; при этом в работу может быть превращена лишь часть теплоты, забираемого из высокотемпературного источника, в то время как другая часть теплоты должна быть передана низкотемпературному источнику.* Высокотемпературный источник иногда называют **теплотдатчиком** или **верхним источником теплоты**, а низкотемпературный — **теплоприемником**, нижним источником теплоты или холодильником.

Энтропия. В термодинамике пользуются еще одним параметром состояния рабочего тела — *энтропией*, устанавливающей связь между количеством теплоты и температурой (Р. Клаузиус, 1850). Поясним этот параметр на основе следующих соображений.

Уравнение первого закона термодинамики можно записать в виде

$$dq = du + pdv = du + dl.$$

В этом уравнении dq не является полным дифференциалом, поскольку в правую часть уравнения входит член dl , не являющийся полным дифференциалом, так как работа является не параметром состояния газа, а функцией процесса. Вследствие этого уравнение нельзя проинтегрировать в интервале двух произвольно выбранных состояний газа.

Из математики известно, что всякий двучлен можно представить в виде полного дифференциала, если его умножить на так называемый интегрирующий множитель.

При умножении на интегрирующий множитель $1/T$ (где T — абсолютная температура), приведенное уравнение примет вид

$$\frac{dq}{T} = \frac{du}{T} + \frac{dl}{T}. \quad (1.6)$$

Уравнение (1.6) можно представить в несколько ином виде, а именно:

$$dq/T = c_v dT/T + R dv/v. \quad (1.7)$$

Выражение (1.7) говорит о том, что dq/T представляет собой полный дифференциал некоторой функции s (т. е. $dq/T = ds$), являющейся параметром состояния газа, поскольку она зависит только от двух параметров состояния газа и поэтому не зависит от того, каким путем газ из одного состояния перешел в другое. Этот параметр состояния газа в общем случае называют *энтропией* газа и обозначают буквой S (Дж/К). Энтропию, отнесенную к 1 кг газа, называют *удельной энтропией* газа и обозначают буквой s [Дж/(кг · К)].

Приведенное ранее уравнение $dq = di - vdp$ также является неполным дифференциальным уравнением, поскольку dq не является полным дифференциалом. Однако и это уравнение при умножении его на интегрирующий множитель $1/T$ может быть приведено к виду полного дифференциального уравнения

$$\frac{dq}{T} = \frac{di}{T} - \frac{vdp}{T} = ds.$$

Следовательно,

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{du}{T} + \frac{pdv}{T} = \frac{di}{T} - \frac{vdp}{T}. \quad (1.8)$$

Учитывая, что для идеального газа $pv = RT$ и, следовательно,

$$\frac{pdv}{T} = R \frac{dv}{v} \quad \text{и} \quad \frac{vdp}{T} = R \frac{dp}{p},$$

а также

$$du = c_v dT \text{ и } di = c_p dT,$$

уравнение (1.8) для идеального газа может быть преобразовано следующим образом:

$$ds = \frac{dq}{T} = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}.$$

После интегрирования оно примет вид

$$s = c_v \ln T + R \ln v + \text{const} = c_p \ln T - R \ln p + \text{const}.$$

Изменение энтропии в интервале между двумя состояниями газа (1 и 2) выражается уравнением

$$\Delta s = \int_1^2 ds = s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.9)$$

Из уравнения (1.9) следует, что количество теплоты, участвовавшее в том или ином термодинамическом процессе при изменении рабочего тела от состояния 1 до состояния 2, можно выразить следующим образом:

$$q = \int_1^2 T ds. \quad (1.10)$$

Этот интеграл можно вычислить, если известна функциональная зависимость между T и s . Пользуясь этой зависимостью, строят кривые в системе координат $s-T$, отображающие те или иные термодинамические процессы.

На основании выражения (1.10) можно заключить, что для процесса 1—2 (рис. 1.5) площадь 1—2— s_2 — s_1 , лежащая под кривой, отображающей этот процесс, выражает количество теплоты, участвующее в этом процессе.

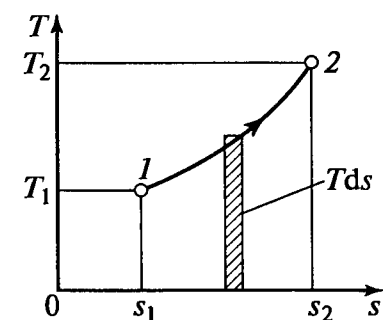


Рис. 1.5. Графическое изображение подвода теплоты в T,s -диаграмме

Для определения численных значений энтропии пользуются началом отсчета при $T = 0$ К, для которого $s_0 = 0$.

Физический смысл энтропии. Энтропию нельзя измерить, ее смысл затруднительно продемонстрировать с помощью наглядных пособий, но можно понять по следующим интерпретациям.

1. Энтропия — мера ценности теплоты, его работоспособности и технологической эффективности. Можно сказать, что для изолированной системы (нагреватель — рабочее тело) $\Delta s = 0$, при получении от нагре-

вателя количества теплоты q_1 , $s_1 = (q_1/T_1)$ и чем меньше s_1 , т.е. чем выше T_1 , тем больше совершаемая системой работа.

Повседневный опыт свидетельствует, что чем выше температура теплоносителя при том же количестве теплоты q , т.е. чем меньше энтропия $s = (q/T)$, тем теплота ценнее, поскольку она может быть использована не только для совершения работы, но и для технологических нужд — выплавки металла, отопления и т.д.

2. Энтропия — мера потери работы вследствие необратимости реальных процессов. Чем больше необратимость процесса в изолированной системе, тем больше возрастает энтропия $s_2 \gg s_1$ и тем большая доля энергии не превращается в работу, рассеиваясь в окружающую среду.

3. Энтропия — мера беспорядка. Если установить некоторую меру неупорядоченности макросистемы — неупорядоченности расположения и движения частиц D , то можно записать $s = k \ln D$.

Следовательно, возрастание беспорядка означает возрастание энтропии, рассеивание энергии. При подводе теплоты увеличивается хаотичность теплового движения частиц, и энтропия возрастает. В противном случае охлаждение системы при постоянном объеме есть извлечение из нее теплоты, а следовательно, и энтропии. Упорядоченность системы при этом повышается, а энтропия уменьшается. При конденсации газа в жидкость молекулы занимают более определенные положения, упорядоченность их расположения скачкообразно увеличивается, что соответствует скачкообразному уменьшению энтропии. При дальнейшем понижении температуры тепловое движение становится все менее интенсивным, беспорядок — все меньшим, а значит, и все меньшей становится энтропия. Когда жидкость превратится в твердое вещество, молекулы (ионы) образуют правильные кристаллические решетки, т.е. неупорядоченность опять уменьшится, а с нею уменьшится и энтропия и т.д. Такая закономерность позволяет предположить, что при абсолютной температуре, равной нулю, тепловое движение полностью прекратится и в системе установится максимальный порядок, т.е. неупорядоченность и энтропия станут равными нулю. Это предположение согласуется с опытом, но не поддается опытной проверке (так как абсолютная температура, равная нулю, недостижима) и носит название *третьего закона термодинамики*.

Следовательно

$$\lim_{T \rightarrow 0} s = 0.$$

Обратимые и необратимые термодинамические процессы. Для исследования термодинамических процессов вводят понятия о равновесных (обратимых) процессах.

Состояние рабочего тела, при котором давление и температура, а следовательно, и удельный объем во всех его точках не изме-

няются без внешнего энергетического воздействия во времени, называется *равновесным состоянием*.

Последовательное изменение состояния рабочего тела, происходящего в результате энергетического взаимодействия рабочего тела с окружающей средой, называется *термодинамическим процессом*. Процесс, при осуществлении которого тело последовательно проходит непрерывный ряд состояний равновесия, называется *равновесным*.

Обратимым процессом называется такой термодинамический процесс, который допускает возможность протекания его через одни и те же равновесные состояния как в прямом, так и в обратном направлениях, а в окружающей среде не остается никаких изменений.

Если указанное условие не выполняется, то процесс оказывается *необратимым*. Примером необратимого процесса является передача теплоты в паровом котле от газов с температурой 600...1000 °С к пару, имеющему температуру 400...500 °С, так как обратная передача теплоты от пара к газам без изменения их температур невозможна.

В чистом виде в природе и технике обратимые процессы не наблюдаются. Однако их изучение имеет большую роль, так как многие реальные процессы близки к обратимым.

1.4. Основные термодинамические процессы идеальных газов

Виды процессов. Основными процессами в технической термодинамике, весьма важными и в теоретическом, и в прикладном отношении, являются:

изохорный, протекающий при постоянном объеме;
изобарный, протекающий при постоянном давлении;
изотермический, происходящий при постоянной температуре;
адиабатный, при котором отсутствует теплообмен с окружающей средой;

политропный, удовлетворяющий уравнению $pv^n = \text{const}$.

Первые четыре процесса, как это будет показано далее, являются частными случаями политропного процесса. При исследовании этих процессов определяют: уравнение процесса в координатах pv и Ts , связь между параметрами состояния газа, изменение внутренней энергии, величину внешней работы и количество подведенного теплоты на осуществление процесса или количество отведенной теплоты.

Изохорный процесс. При изохорном процессе выполняется условие $dv = 0$ или $v = \text{const}$. Из уравнения состояния идеального газа следует, что

$$p/T = R/v = \text{const},$$

т.е. давление газа прямо пропорционально его абсолютной температуре:

$$p_2/p_1 = T_2/T_1.$$

На рис. 1.6 представлены графики процесса в p, v - и T, s -диаграммах. Работа расширения в этом процессе равна нулю, так как $dv = 0$.

Количество теплоты, подведенной к рабочему телу в процессе 1—2 при $c_v = \text{const}$, определяется из соотношения

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v(T_2 - T_1). \quad (1.11)$$

При переменной теплоемкости

$$q = c_{vcp} \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) = c_{vcp} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{vcp} \Big|_0^{t_1} t_1, \quad (1.12)$$

где $c_{vcp} \Big|_{t_1}^{t_2}$ — средняя массовая изохорная теплоемкость в интервале температур от t_1 до t_2 .

Так как $l = 0$, то в соответствии с первым законом термодинамики $\Delta u = q$ и

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) \quad \text{при} \quad c_v = \text{const};$$

$$\Delta u = c_{vcp} \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) \quad \text{при} \quad c_v = \text{var}.$$

Поскольку внутренняя энергия является функцией состояния тела, то формула (1.11) справедлива для любого термодинамического процесса идеального газа.

Изменение энтропии в изохорном процессе определяется по формуле (1.9)

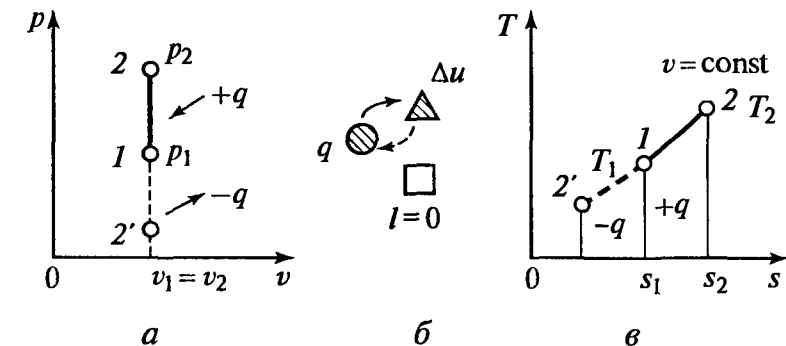


Рис. 1.6. Изохорный процесс в p, v - и T, s -диаграммах (а, в) и схема энергобаланса (б)

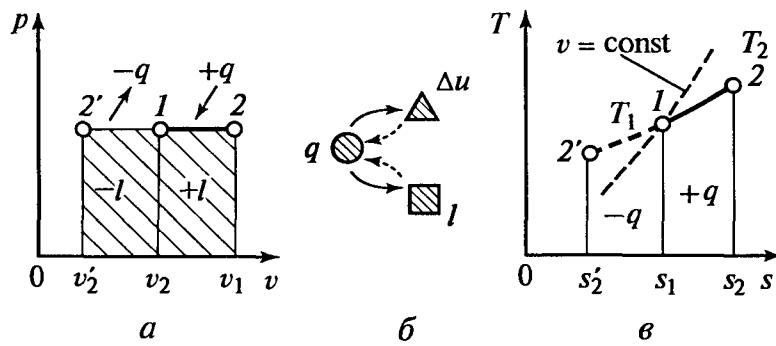


Рис. 1.7. Изобарный процесс в p, v - и T, s -диаграммах (а, в) и схема энергобаланса (б)

$$s_2 - s_1 = c_v \ln(p_2/p_1) = c_v \ln(T_2/T_1),$$

т. е. зависимость энтропии от температуры на изохоре при $c_v = \text{const}$ имеет логарифмический характер.

Изобарный процесс. Изобарным называется процесс, происходящий при постоянном давлении. Из уравнения состояния идеального газа при $p = \text{const}$ находим: $v/T = R/p = \text{const}$ или $v_2/v_1 = T_2/T_1$, т. е. в изобарном процессе объем газа пропорционален его абсолютной температуре (закон Гей-Люссака). На рис. 1.7 изображены графики процесса в p, v - и T, s -диаграммах.

Из выражения (1.3) следует, что

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1).$$

Так как $pv_1 = RT_1$ и $pv_2 = RT_2$, то

$$l = R(T_2 - T_1).$$

Количество теплоты, сообщаемое газу при нагревании (или отдаваемое им при охлаждении), находим из уравнения

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_{p_{cp}} \Big|_{T_1}^{T_2} (t_2 - t_1),$$

где $c_{p_{cp}} \Big|_{T_1}^{T_2}$ — средняя массовая изобарная теплоемкость в интервале температур от t_1 до t_2 ; при $c_p = \text{const}$ $q = c_p(t_2 - t_1)$.

Изменение энтропии при $c_p = \text{const}$ равно $s_2 - s_1 = c_p \ln(T_2/T_1)$, т. е. температурная зависимость энтропии при изобарном процессе тоже имеет логарифмический характер, но поскольку $c_p > c_v$, то изобара в T, s -диаграмме идет более полого, чем изохора.

Изотермический процесс. При изотермическом процессе температура постоянна, следовательно $pv = RT = \text{const}$ или $p_2/p_1 = v_1/v_2$,

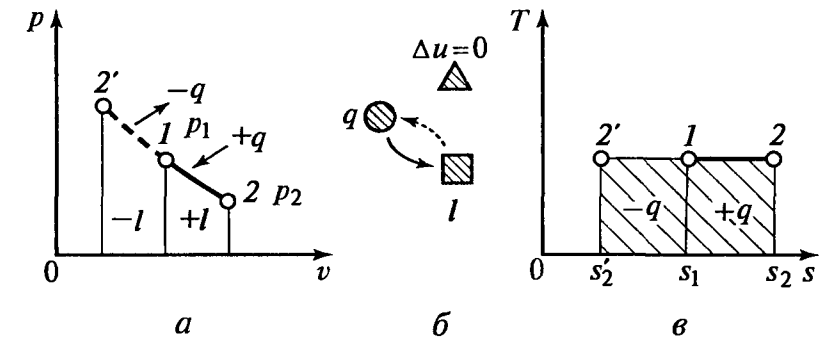


Рис. 1.8. Изотермический процесс в p, v - и T, s -диаграммах (а, в) и схема энергобаланса (б)

т. е. давление и объем обратно пропорциональны друг другу, так что при изотермическом сжатии давление газа возрастает, а при расширении — падает (закон Бойля — Мариотта).

Графиком изотермического процесса в p, v -координатах является равнобокая гипербола, для которой координатные оси служат асимптотами (рис. 1.8).

Работа процесса

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} RT/v dv = RT \ln(v_2/v_1) = RT \ln(p_1/p_2).$$

Так как температура не меняется, то внутренняя энергия идеального газа в данном процессе остается постоянной ($\Delta u = 0$) и вся подводимая к газу теплота полностью превращается в работу расширения: $q = l$.

При изотермическом сжатии от газа отводится теплота в количестве, равном затраченной на сжатие работе.

Изменение энтропии в изотермическом процессе выражается формулой

$$s_2 - s_1 = R \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right).$$

Адиабатный процесс. Адиабатным называется процесс изменения состояния газа, который происходит без теплообмена с окружающей средой. Такой процесс соответствует случаю, когда сосуд или оболочка с газом изолированы в тепловом отношении от окружающей среды. Для данного случая уравнение первого закона термодинамики при $dq = 0$ примет вид $du + p dv = 0$ или в конечной форме $\Delta u + l = 0$, откуда

$$\Delta u = -l. \quad (1.13)$$

Это означает, что в адиабатном процессе работа расширения совершается только за счет расходования внутренней энергии

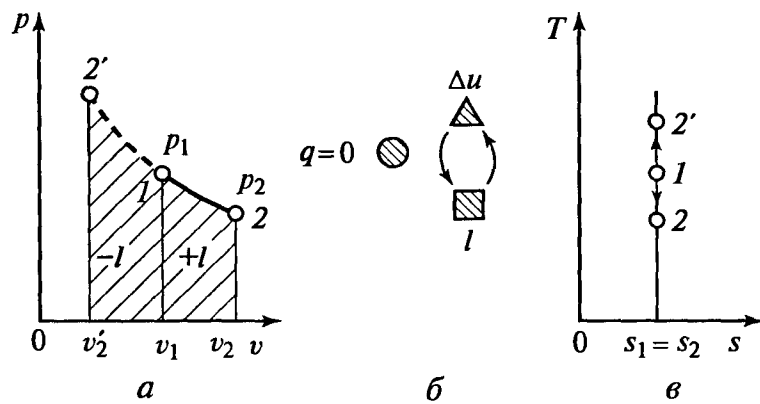


Рис. 1.9. Адиабатный процесс в p, v - и T, s -диаграммах (а, в) и схема энергобаланса (б)

газа, а при сжатии, происходящем за счет действия внешних сил, вся совершаемая работа идет на увеличение внутренней энергии газа.

Обозначим теплоемкость в адиабатном процессе через $c_{ад}$ и условие $dq = 0$ выразим следующим образом:

$$dq = c_{ад} dT = 0.$$

Это условие говорит о том, что теплоемкость в адиабатном процессе равна нулю, т.е. $c_{ад} = 0$. Известно, что $c_p/c_v = k$ и уравнение кривой адиабатного процесса (адиабаты), изображенной на рис. 1.9, в p, v -диаграмме имеет вид $pv^k = \text{const}$, где k называется *показателем адиабаты* (эту величину называют также коэффициентом Пуассона).

На основании выражения $l = -\Delta u = c_v(T_1 - T_2)$ и $i_1 - i_2 = c_p(T_1 - T_2)$ можно установить, что $i_1 - i_2 = l_{\text{техн}}$, т.е. техническая работа адиабатного процесса расширения равна разности энтальпий начала и конца процесса.

Адиабатный процесс, происходящий без внутреннего трения в рабочем теле, называется *изоэнтропийным*. В T, s -диаграмме (см. рис. 1.9) он показан в виде вертикальной прямой.

Обычно реальные адиабатные процессы протекают при наличии внутреннего трения в рабочем теле, в результате которого всегда выделяется теплота, сообщаемая самому рабочему телу. В этом случае $ds > 0$, а процесс называется *реальным адиабатным процессом*.

Для изоэнтропийного процесса справедливы следующие соотношения:

$$pv^k = \text{const}; \quad p_1 v_1^k = p_2 v_2^k, \quad \text{или} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k;$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k, \quad \text{или} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Работа расширения

$$l = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Политропный процесс и его обобщающее значение. Политропным называется процесс, который описывается уравнением

$$pv^n = \text{const}. \quad (1.14)$$

Показатель политропы n может принимать любое численное значение в пределах от $-\infty$ до $+\infty$, но для данного процесса он является величиной постоянной.

Из уравнения (1.14) и уравнения Клапейрона можно получить выражение, устанавливающее связь между p , v и T в любых двух точках на политропе, аналогично тому, как это было сделано для адиабаты:

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^n; \quad T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{n-1}; \quad T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (1.15)$$

Работа расширения газа в политропном процессе определяется по формуле

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv.$$

В случае идеального газа эту формулу можно преобразовать следующим образом:

$$\begin{aligned} l &= \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2); \\ l &= \frac{p_1 v_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right); \\ l &= \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \end{aligned}$$

Количество подведенной (или отведенной) в процессе теплоты можно определить с помощью уравнения первого закона термодинамики:

$$q = (u_2 - u_1) + l.$$

Поскольку

$$u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1); \quad l = \frac{R}{1-n} (T_2 - T_1),$$

то

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) = c_n (T_2 - T_1),$$

где $c_n = c_v \frac{n-k}{n-1}$ представляет собой теплоемкость идеального газа в политропном процессе. При c_v, k и $n = \text{const}$, $c_n = \text{const}$, поэтому политропный процесс иногда определяют как процесс с постоянной теплоемкостью.

Изменение энтропии

$$\Delta s = \int_1^2 \frac{dq}{T} = c_n \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

Политропный процесс имеет обобщающее значение, ибо охватывает всю совокупность основных термодинамических процессов (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Характеристики основных термодинамических процессов

Процесс	Уравнение кривой процесса в v, p -диаграмме	Показатель степени в уравнении кривой процесса	Теплоемкость	Величина α^*	Уравнение кривой процесса в s, T -диаграмме
Политропный	$pv^n = \text{const}$	n	c_n	$\frac{c_v}{c_n}$	$s = c_v \ln \frac{T}{T_0} + R \ln \frac{v}{v_0} + s_0 =$ $= c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0} + s_0$
Изохорный	$v = \text{const}$	$n = \pm\infty$	c_v	1	$s = c_v \ln \frac{T}{T_0} + s_0$
Изобарный	$p = \text{const}$	$n = 0$	c_p	$\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{k}$	$s = c_p \ln \frac{T}{T_0} + s_0$
Изотермический	$pv = \text{const}$	$n = 1$	$c_{из} = \infty$	0	$T = \text{const}$
Адиабатный	$pv^k = \text{const}$	$n = k$	$c_{ад} = 0$	$\pm\infty$	$s = \text{const}$

* $\alpha = \Delta u/q$ — отношение изменения внутренней энергии Δu к теплоте процесса

1.5. Реальные газы и водяной пар

Реальные газы. К реальным газам в технической термодинамике принято относить перегретые пары некоторых жидкостей. В отличие от воображаемого идеального газа реальный газ, при соответствующих условиях, может быть сжижен, т. е. сконденсирован или переведен в твердое состояние.

В технике широко применяют пары различных веществ: воды, аммиака, хлористого метила, сернистого ангидрида и др. Наиболее широкое применение получил водяной пар, являющийся основным рабочим телом паровых двигателей, отопительных и других устройств.

Известно, что законы, применимые к идеальным газам, нельзя распространять на рабочие реальные газы. В связи с этим на водяной пар, используемый в теплоэнергетике, при определенных значениях давления и температуры не распространяется уравнение состояния Клапейрона. Из ряда предлагавшихся уравнений состояния, применимых для него с известной степенью приближенности, можно отметить уравнение Ван-дер-Ваальса, составленное для реальных газов:

$$(p + a/v^2)(v - b) = RT,$$

где a и b — постоянные для данного газа.

Слагаемое a/v^2 в первом множителе учитывает влияние сил взаимодействия молекул, а величина b во втором множителе учитывает влияние объема молекул (поскольку в идеальном газе, для которого справедливо уравнение состояния Клапейрона, объем молекул полагается равным нулю).

Практически пользоваться уравнением Ван-дер-Ваальса нельзя, так как оно дает результаты, недостаточно точные для современной паротехники. В настоящее время наиболее точным является уравнение состояния реальных газов, разработанное М. П. Вукаловичем и Н. И. Новиковым (МЭИ) применительно, в основном, к водяному пару. Вывод этого уравнения основан на предположении наличия в реальных газах ассоциаций молекул, механически объединенных в двойные, тройные и более сложные комплексы, образующиеся в результате взаимодействия между ними. Для этого уравнения характерно наиболее близкое совпадение результатов расчетов с опытными данными. Однако для практических целей оно также непригодно из-за сложности и необходимости выполнения трудоемких вычислений. На практике обычно пользуются готовыми данными, которые берут из таблиц водяного пара или из i, s -диаграммы водяного пара.

Промежуточное состояние вещества между состоянием реального газа и жидкостью принято называть *парообразным* или просто *паром*. Превращение жидкости в пар представляет собой фазо-

вый переход из одного агрегатного состояния в другое. При фазовом переходе наблюдается скачкообразное изменение физических свойств вещества.

Примерами фазовых переходов являются процесс кипения жидкости с появлением влажного насыщенного пара и с последующим переходом его в лишенный влаги сухой насыщенный пар или обратный кипению процесс конденсации насыщенного пара. Во всех этих фазовых переходах существует однозначная связь между давлением и температурой (в данном примере — связь давления с температурой кипения или конденсации).

Одно из основных свойств сухого насыщенного пара заключается в том, что дальнейший подвод теплоты к нему приводит к возрастанию температуры пара, т.е. к переходу его в состояние перегретого пара, а отвод теплоты — к переходу в состояние влажного насыщенного пара. В современной теплоэнергетике основным рабочим телом является водяной пар. Поэтому термодинамические свойства паров рассмотрим на примере водяного пара.

Водяной пар. Характер процессов кипения и парообразования в координатах T, s с выделением областей $I...IV$ фазового состояния воды показан на рис. 1.10:

область I — газообразное состояние перегретого пара, обладающего свойствами реального газа;

область II — равновесное состояние воды и насыщенного водяного пара (двухфазное состояние). Двухфазную область II также называют областью парообразования;

область III , ограниченная изотермой EK — жидкое состояние (вода).

Области III , II и I отделены так называемыми пограничными линиями: левой AK и правой KD . Общая для левой и правой

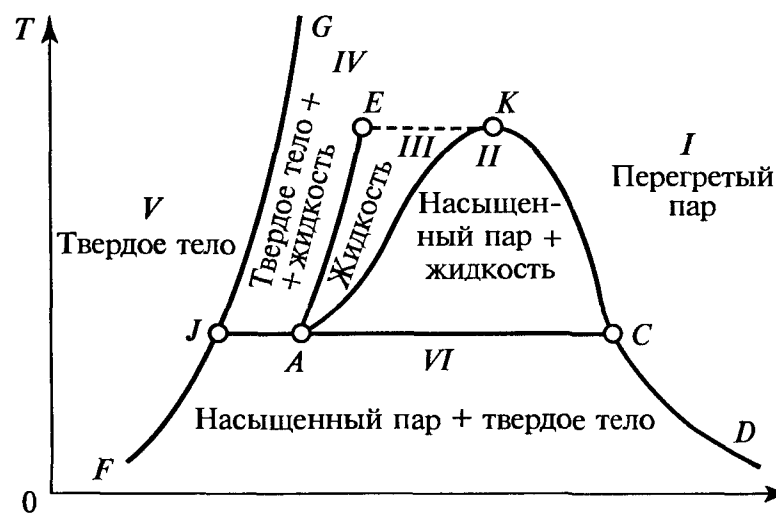


Рис. 1.10. Фазовая диаграмма водяного пара в T, s -координатах

пограничных линий (областей I , II и III) точка K обладает особыми свойствами и называется *критической точкой*. Эта точка имеет определенные параметры $p_{кр}$, $v_{кр}$ и $T_{кр}$, при которых кипящая вода переходит в перегретый пар, минуя двухфазную область. Отсюда следует, что вода (точнее ее жидкая фаза) не может существовать при температурах выше $T_{кр}$. Будучи нагретой до этой температуры, весь объем воды практически мгновенно должен превратиться в пар. Вместе с тем пар при давлениях больших, чем $p_{кр}$, и при охлаждении до температуры $T_{кр}$ непосредственно превращается в жидкость, минуя область влажного пара. Критическая точка воды имеет следующие параметры: $p_{кр} = 22,136$ МПа; $T_{кр} = 374,15$ °С; $v_{кр} = 0,00326$ м³/кг.

Значения p , T , v и s для обеих пограничных линий (кипения и сухого насыщенного пара) приводятся в специальных таблицах термодинамических свойств водяного пара.

На современных крупных тепловых электростанциях основным двигателем является паровая турбина, где в качестве рабочего тела используется водяной пар, который получают в паровых котлах. Процесс парообразования в котлах обычно происходит при постоянном давлении, т.е. $p = \text{const}$.

На рис. 1.11 и 1.12 изображены процессы нагрева воды до кипения, парообразования и перегрева водяного пара соответственно в p, v - и T, s -диаграммах.

Рассмотрим процесс получения водяного пара из воды. Начальное состояние жидкой воды, находящейся под давлением p_0 и имеющей температуру 0 °С, изображается на p, v - и T, s -диаграммах точкой a . При подводе к воде теплоты при $p = \text{const}$ температура ее увеличивается, а удельный объем растет. В некоторый момент времени температура воды достигает температуры кипения и состояние ее при этом изображается точкой b . С дальнейшим подводом теплоты начинается процесс парообразования с сильным увеличением объема. При этом образуется двухфазная среда — смесь воды

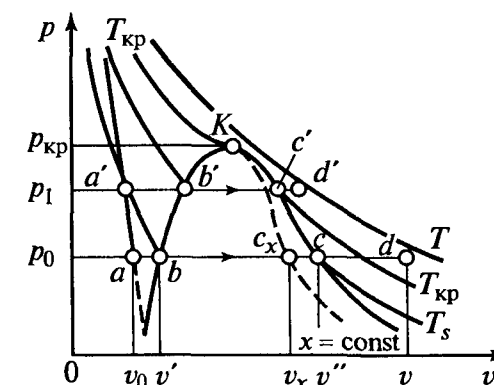


Рис. 1.11. p, v -диаграмма для воды и водяного пара

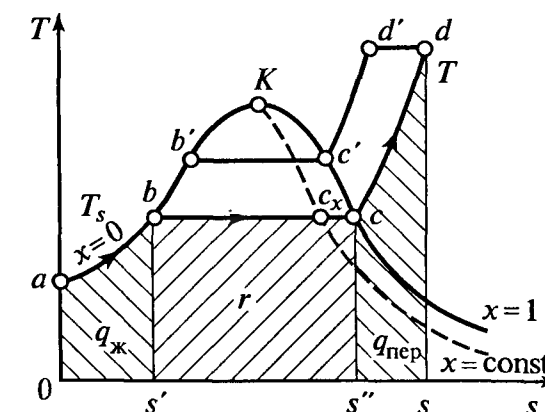


Рис. 1.12. T, s -диаграмма для воды и водяного пара

и пара, называемая влажным насыщенным паром. Температура смеси остается постоянной, так как вся теплота расходуется на испарение жидкой фазы. Процесс парообразования на этой стадии является изобарно-изотермическим и изображается участком bc . Наконец, в некоторый момент времени вся вода превращается в пар, называемый сухим насыщенным. Его состояние изображается точкой c .

При дальнейшем подводе теплоты температура пара увеличивается и происходит процесс перегрева пара $c-d$. Точка d соответствует состоянию перегретого пара и в зависимости от его температуры может находиться на разных расстояниях от точки c .

Для обозначения величин, относящихся к различным состояниям воды и пара, устанавливается следующая индексация:

индекс 0 означает, что величина относится к начальному состоянию воды;

индекс ' — к воде, нагретой до температуры кипения;

индекс " — к сухому насыщенному пару;

индекс x — к влажному насыщенному пару;

без индекса — к перегретому пару.

Рассматривая процесс парообразования при более высоком давлении $p_1 > p_0$, можно отметить, что точка a' , соответствующая состоянию жидкой воды при температуре 0°C и новом давлении, остается практически на той же вертикали, так как удельный объем воды почти не зависит от давления. Точка b' , соответствующая состоянию воды при температуре кипения, смещается вправо (на p, v -диаграмме) и поднимается вверх (на T, s -диаграмме), так как с увеличением давления увеличивается температура кипения и, следовательно, удельный объем воды. Точка c' , соответствующая состоянию сухого насыщенного пара, смещается влево, так как с увеличением давления удельный объем пара уменьшается, несмотря на увеличение температуры.

Соединение множества точек b и c при различных давлениях дает нижнюю и верхнюю пограничные кривые aK и Kc . Из p, v -диаграммы видно, что по мере увеличения давления разность удельных объемов v'' и v' уменьшается и при некотором давлении становится равной нулю. В этой точке, называемой критической, сходятся пограничные кривые aK и Kc . Состояние, соответствующее точке K , называется критическим. Оно характеризуется тем, что при нем пар и вода имеют одинаковые удельные объемы и не отличаются по свойствам. Область $b-K-c$ (в p, v -диаграмме) соответствует влажному насыщенному пару.

Состояние перегретого пара изображается точками, лежащими над верхней пограничной кривой Kc .

Следует отметить, что на T, s -диаграмме площадь $0-a-b-s'$ изображает количество теплоты, потребное для нагрева воды до температуры кипения. Количество подведенной теплоты, равное теп-

лоте парообразования r , выражается площадью $s'bc''$ и следующим соотношением:

$$r = T(s'' - s'), \text{ Дж/кг.}$$

Количество подведенной теплоты в процессе перегрева водяного пара изображается площадью $s''cds$.

На T, s -диаграмме видно, что по мере увеличения давления теплота парообразования уменьшается и в критической точке становится равной нулю.

Обычно T, s -диаграмма применяется при теоретических исследованиях, так как ее практическое использование сильно затрудняется тем, что количество теплоты в ней выражается площадями криволинейных фигур.

i, s -диаграмма водяного пара. Рассмотренная T, s -диаграмма дает возможность наглядно представить характер протекания процесса превращения воды в пар различных состояний (влажный, сухой насыщенный и перегретый). Однако при пользовании этой диаграммой установить количество теплоты сложно, так как это связано с необходимостью определения по диаграмме соответствующих площадей, в основном ограниченных кривыми линиями. Поэтому для практических расчетов обычно пользуются i, s -диаграммой водяного пара, по которой это выполнить можно значительно проще. i, s -диаграмма (рис. 1.13) представляет собой график в системе координат i, s , на который нанесены: изобары, изохоры, изотермы, пограничные кривые и линии постоянной степени сухости пара.

Диаграмма строится следующим образом. Откладывая на осях координат значения i' и s' для различных состояний воды при температуре кипения и сухого насыщенного пара, получают нижнюю ($x = 0$) и верхнюю ($x = 1$) пограничные кривые с критической точкой K , разделяющей их.

Семейство изобар в области насыщения представляет собой пучок расходящихся прямых, начинающихся на нижней и оканчивающихся на верхней пограничной кривой. Чем больше давление, тем выше лежит соответствующая изобара. Переход изобар из области влажного насыщенного пара в область перегретого пара происходит без перелома на верхней пограничной кривой.

В i, s -диаграмме водяного пара наносятся также линии постоянного паросодержания ($x = \text{const}$) и линии постоянного удельного объема ($v = \text{const}$). Изохоры идут несколько круче, чем изобары.

Состояние перегретого пара обычно определяется в технике давлением p и температурой t . Точка, изображающая это состояние, находится на пересечении соответствующей изобары и изотермы.

Состояние влажного насыщенного пара определяется в технике давлением p и паросодержанием x . Точка, изображающая это состояние, находится на пересечении изобары и линии $x = \text{const}$.

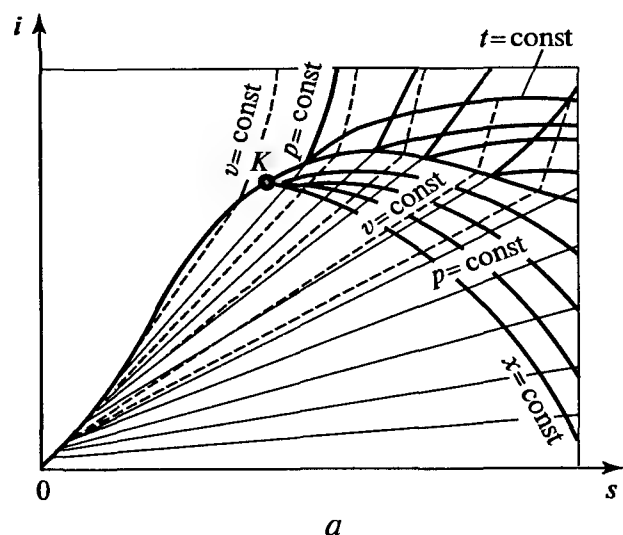


Рис. 1.13. i, s -диаграмма для воды и водяного пара (а) и ее практически используемая область для водяного пара (б)

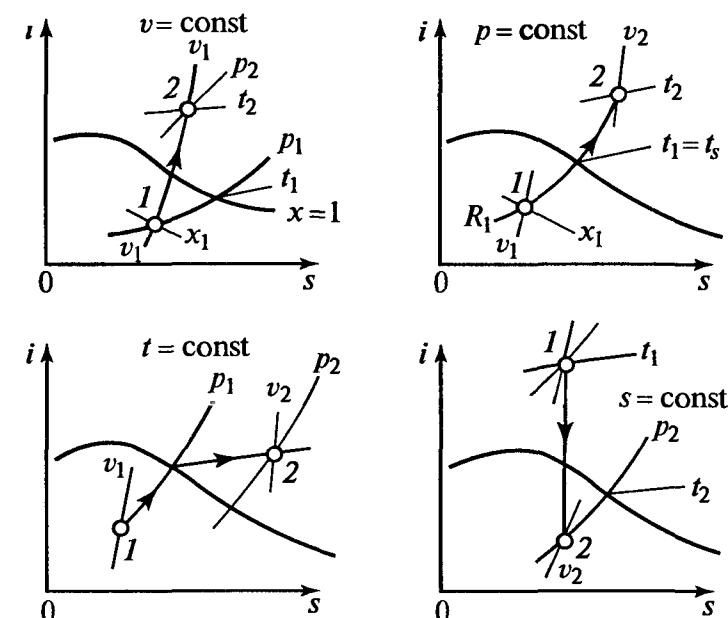
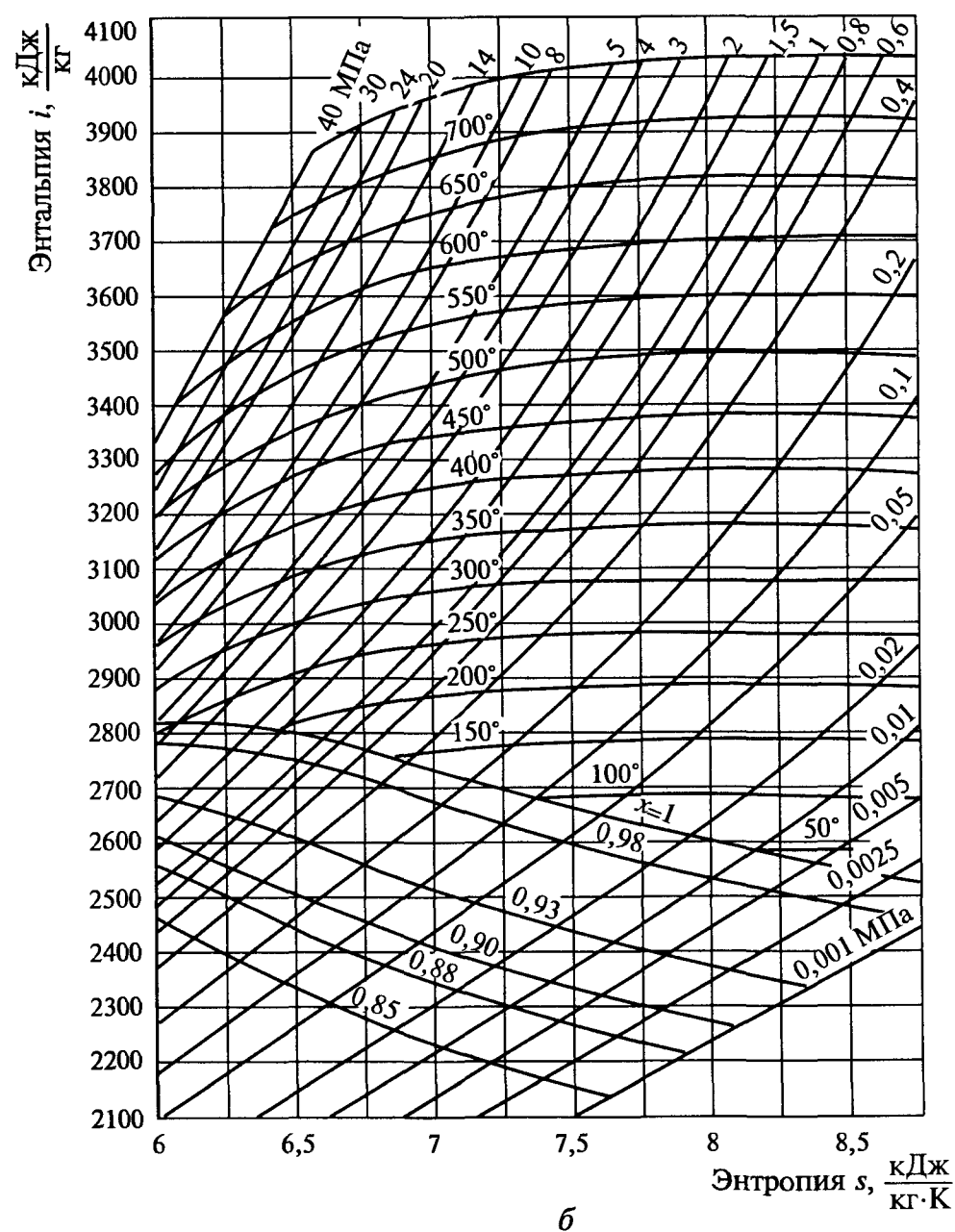


Рис. 1.14. Основные термодинамические процессы для водяного пара в i, s -диаграмме

На рис. 1.14 представлены основные термодинамические процессы для водяного пара в i, s -диаграмме.

i, s -диаграмма получила широкое распространение в технике. Достоинством i, s -диаграммы является то, что техническая работа и количество теплоты изображаются на ней отрезками, а не площадями.

1.6. Круговой процесс и цикл Карно

Круговой процесс. Ранее было показано, что величины работы и количества теплоты в каком-либо произвольном политропном термодинамическом процессе зависят от характера процесса (показателя политропы). Знак величины работы (положительный или отрицательный) зависит от направления процесса (расширения или сжатия).

Если, например, между точками 1 и 2 (рис. 1.15) рабочее тело осуществляет последовательно ряд процессов расширения на пути 1—а—2, а затем также последовательно происходит ряд процессов сжатия на пути 2—b—1, то в итоге рабочее тело совершит так называемый круговой процесс (1—а—2—b—1), или термодинамический цикл, описывающий изменение термодинамических параметров рабочего тела и преобразование теплоты в работу в тепловых машинах.

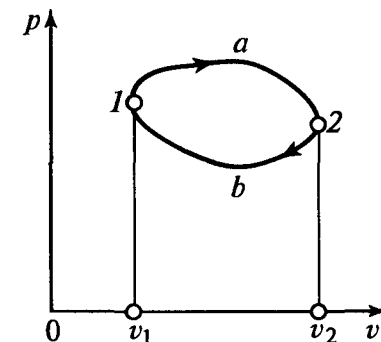


Рис. 1.15. Круговой процесс (цикл) в p, v -диаграмме

Непрерывность действия тепловой машины обеспечивается тем, что рабочее тело с параметрами p_1, v_1, T_1 , пройдя последовательно ряд процессов расширения на пути $1-a-2$ и затем ряд процессов сжатия $2-b-1$ с изменением p, v и T , вновь возвращается в точку 1 (исходное состояние), где $p = p_1; v = v_1$ и $T = T_1$ и цикл может быть повторен.

В p, v -диаграмме площадь контура $v_1-1-a-2-v_2$ представляет собой величину работы расширения $l_{\text{расш}} = \int_1^2 p dv$, тогда как рабо-

та сжатия $l_{\text{сж}} = \int_2^1 p dv$ равна площади контура $v_2-2-b-1-v_1$, причем $l_{\text{расш}} > l_{\text{сж}}$.

Так как работа является функцией процесса (а не состояния), то в итоге совершения замкнутого кругового процесса (цикла) в машине непрерывного действия, где $l_{\text{расш}} > l_{\text{сж}}$, рабочее тело имеет возможность совершить работу $l_{\text{ц}} = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}}$, которая на рис. 1.15 изображается площадью контура цикла $1-a-2-b-1$.

Так как при процессах расширения к рабочему телу подводилась теплота $q_{\text{расш}}$, то согласно первому закону термодинамики

$$q_{\text{расш}} = \Delta u_{\text{расш}} + l_{\text{расш}} = q_{\text{подв}},$$

причем в T, s -диаграмме (рис. 1.16) подведенная теплота $q_{\text{подв}}$ равна площади контура $s_1-1-a-2-s_2$, а отведенная теплота при сжатии $q_{\text{отв}}$ равна площади контура $s_2-2-b-1-s_1$. При этом $q_{\text{сж}} = \Delta u_{\text{сж}} + l_{\text{сж}}$, причем $q_{\text{расш}} > q_{\text{сж}}$, или $q_{\text{подв}} > q_{\text{отв}}$.

Так как внутренняя энергия является функцией состояния, т. е. величиной, не зависящей от пути процесса, то для любого кругового процесса (цикла)

$$\Delta u_{\text{расш}} = \Delta u_{\text{сж}},$$

а

$$q_{\text{подв}} - q_{\text{отв}} = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}} = l_{\text{ц}}.$$

Отсюда следует, что полезная работа цикла $l_{\text{ц}}$ должна быть равна разности количества теплоты, подведенной и отведенной при совершении цикла.

В цикле, показанном на рис. 1.15 и 1.16, линии процессов расширения располагаются выше линий процессов сжатия, вследствие чего $l_{\text{расш}} > l_{\text{сж}}$ и $l_{\text{ц}} = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}}$. Такие циклы называют **прямыми**. Очевидно, можно осуществить и другие циклы, в которых процессы сжатия располага-

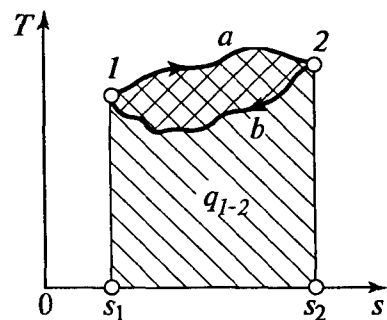


Рис. 1.16. Цикл в T, s -диаграмме

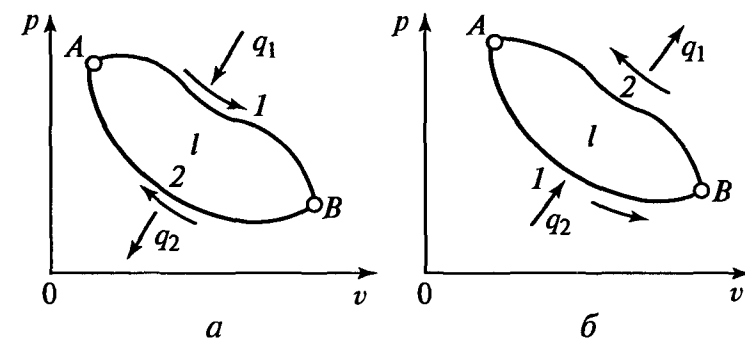


Рис. 1.17. Круговые процессы в p, v -диаграмме:

а — прямой; б — обратный

ются в p, v -диаграмме выше, чем процессы расширения (рис. 1.17, б). Такие циклы обычно называют **обратными**, причем, как это следует из рис. 1.15, для таких циклов $l_{\text{расш}} < l_{\text{сж}}$ и $q_{\text{подв}} < q_{\text{отв}}$, откуда $l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}} = -l_{\text{ц}}$.

Так как

$$q_{\text{подв}} = \Delta u_{\text{расш}} + l_{\text{расш}};$$

$$q_{\text{отв}} = \Delta u_{\text{сж}} + l_{\text{сж}},$$

а

$$\Delta u_{\text{расш}} = \Delta u_{\text{сж}},$$

то

$$q_{\text{подв}} - q_{\text{отв}} = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}} = -l_{\text{ц}}$$

или в обозначениях, учитывающих знак направления потока теплоты,

$$-q_1 + q_2 = -l_{\text{ц}}.$$

Последние соотношения показывают, что для совершения обратного цикла к рабочему телу должна быть подведена извне работа $-l_{\text{ц}}$, которая в результате совершения цикла превращается в теплоту.

Таким образом, результатом обратного цикла является перенос теплоты от холодного источника к горячему, что в технике используется для создания холодильных установок.

Термический КПД цикла. Прямые термодинамические циклы, в которых за счет теплоты источника может быть получена полезная работа, отдаваемая внешним потребителям, носят название циклов теплоэнергетических установок. Обратные термодинамические циклы могут применяться либо для отвода теплоты в окружающую среду от рабочего тела, имеющего более низкую температуру (холодильные установки), либо для передачи теплоты от тел с более низкой температурой для нагревания окружающей среды (тепловые насосы).

Задачей прямого цикла является получение работы за счет теплоты источника

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2,$$

где q_1 — теплота от горячего источника; q_2 — теплота, отданная холодному источнику.

Оценка эффективности такого цикла, составленного из обратимых процессов, производится с помощью так называемого термического (или термодинамического) коэффициента полезного действия (КПД) η_t , путем сопоставления полученной работы $l_{\text{ц}}$ и подведенной теплоты q_1 :

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1}$$

или

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \text{ и } \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Из этих соотношений следует, что термический КПД прямого обратимого цикла определяет какая часть подведенной в цикл теплоты q_1 превращается в работу $l_{\text{ц}}$.

Для обратимого цикла холодильных установок (обратного цикла) критерием эффективности служит холодильный коэффициент

$$\varepsilon_{\text{хол}} = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}}, \quad (1.16)$$

где q_2 — теплота, отведенная от холодного источника.

Так как затраченная для осуществления цикла работа $l_{\text{ц}} = q_1 - q_2$, то

$$\varepsilon_{\text{хол}} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (1.17)$$

В холодильной установке рабочими телами служат, как правило, пары легкокипящих жидкостей — фреона, аммиака и т. п. Процесс «перекачки теплоты» от тел, помещенных в холодильную камеру, к окружающей среде происходит за счет затрат электроэнергии.

Заметим, что чем меньше разность температур между холодильной камерой и окружающей средой, тем меньше нужно затратить энергии для передачи теплоты от холодного тела к горячему и тем выше холодильный коэффициент.

Холодильную установку можно использовать в качестве теплового насоса. Если, например, для отопления помещения исполь-

зовать электронагревательные приборы, то количество теплоты, выделенное в них, будет равно расходу электроэнергии. Если же это количество электроэнергии использовать в холодильной установке, в которой горячим источником, т. е. приемником теплоты q_1 , является отапливаемое помещение, а холодным — наружная атмосфера, то количество теплоты, полученное помещением, можно определить по формуле

$$q_1 = q_2 + l_{\text{ц}},$$

где q_2 — количество теплоты, взятое от наружной атмосферы; $l_{\text{ц}}$ — расход электроэнергии.

Понятно, что $q_1 > l_{\text{ц}}$, т. е. отопление с помощью теплового насоса выгоднее простого электрообогрева. На рис. 1.18 показана схема холодильной машины (теплового насоса).

Цикл Карно. При исследовании свойств обратимых циклов особое значение имеет цикл, исследованный в 1824 г. французским ученым С. Карно. Цикл Карно состоит в преобразовании теплоты в работу при наличии только двух источников теплоты: верхнего с температурой T_1 и нижнего с температурой $T_2 < T_1$ (рис. 1.19). В прямом цикле Карно рабочее тело расширяется сначала при $T_1 = \text{const}$ с подводом теплоты q_1 на участке $1-a$, затем в адиабатном процессе до точки 2, охлаждаясь до температуры $T_2 = \text{const}$, потом сжимается с отводом теплоты q_2 до точки b , а затем сжимается по адиабате до восстановления первоначальных параметров в точке 1.

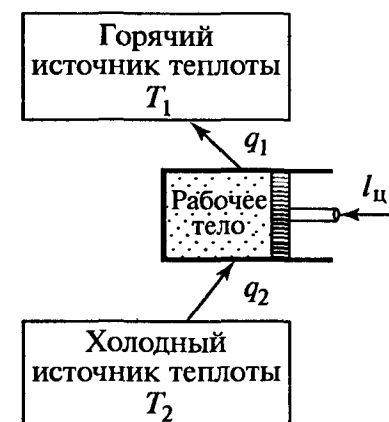


Рис. 1.18. Термодинамическая схема холодильной машины

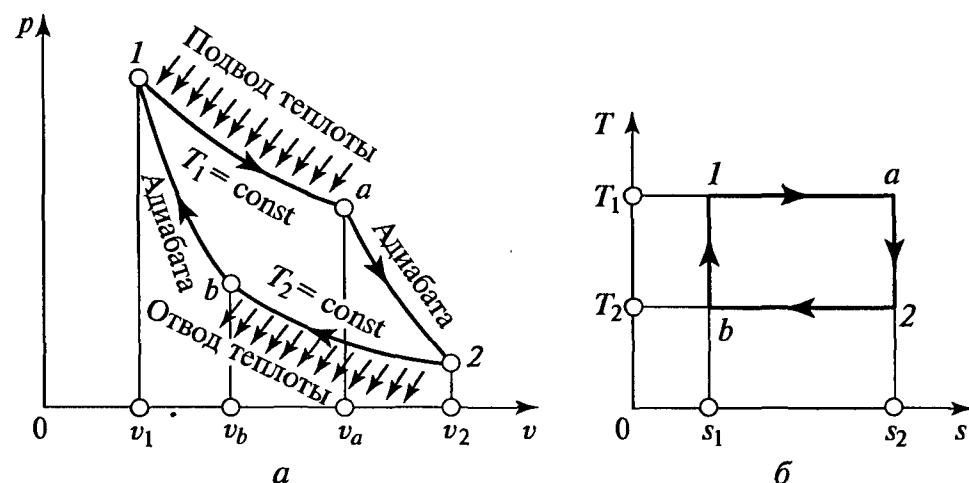


Рис. 1.19. Прямой цикл Карно:
а — в p, v -диаграмме; б — в T, s -диаграмме

Поскольку в обратимом процессе трение отсутствует, то изменения энтропии в адиабатных процессах $a-2$ (расширение) и $b-1$ (сжатие) не происходит и, следовательно,

$$s_a = s_2; s_b = s_1.$$

В соответствии с этим подведенная в процессе $T_1 = \text{const}$ теплота

$$q_1 = T_1(s_2 - s_1),$$

а отведенная теплота

$$q_2 = T_2(s_2 - s_1).$$

Величина термического КПД цикла Карно в соответствии с формулой (1.17) составит

$$\eta_i^K = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

или

$$\eta_i^K = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

Таким образом, в отличие от КПД других циклов термический КПД цикла Карно полностью определяется только температурами верхнего и нижнего источников теплоты и возрастает с увеличением T_1 и снижением T_2 . При этом КПД цикла Карно не зависит от рода теплоносителя и от величины полученной за цикл полезной работы.

Цикл Карно обладает также весьма важным свойством, которое позволяет использовать его как эталонный цикл, так как цикл Карно имеет наивысший (для данных температур источника и холодильника) термический КПД. Таким образом, можно утверждать, что при данной разности температур T_1 и T_2 термический КПД любого обратимого цикла не может быть больше КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого при тех же температурах T_1 и T_2 .

Это утверждение может быть сделано и по отношению к любому обратному обратимому циклу, для температурных условий которого цикл Карно будет иметь наибольшие возможные значения холодильного коэффициента эффективности. Следует иметь в виду, что для обратных циклов наиболее эффективным будет тот, который для переноса теплоты q_2 с температурного уровня T_2 на T_1 потребует подвода извне наименьшей работы, тогда как для прямого цикла эффективность определяется получением максимальной работы $l_{\text{ц}}^{\text{max}}$ за счет подвода теплоты q_1 .

1.7. Термодинамические процессы в компрессорах

Процессы сжатия в идеальном компрессоре. Компрессором называется устройство, предназначенное для сжатия газов. Принцип действия поршневого компрессора заключается в следующем (рис. 1.20). При движении поршня слева направо давление в цилиндре становится меньше давления p_1 и под действием разности этих давлений открывается всасывающий клапан. Цилиндр заполняется газом. На индикаторной диаграмме всасывание показано линией $4-1$. При обратном движении поршня всасывающий клапан закрывается и газ сжимается (линия $1-2$). Давление в цилиндре увеличивается до тех пор, пока не станет больше p_2 . Под действием разности этих давлений открывается нагнетательный клапан и газ выталкивается поршнем в сеть (линия $2-3$). Затем нагнетательный клапан закрывается и все процессы повторяются.

Индикаторную диаграмму не следует смешивать с p, v -диаграммой, которая строится для постоянного количества вещества. В индикаторной диаграмме линии всасывания $4-1$ и нагнетания $2-3$ не изображают термодинамические процессы, так как состояние рабочего тела в них остается постоянным — меняется только его количество.

На сжатие и перемещение килограмма газа затрачивается работа ($-l_{\text{tex}}$), которую производит двигатель, вращающий вал компрессора ($l_k = -l_{\text{tex}}$). Из рис. 1.4 следует, что

$$l_k = \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (1.18)$$

На индикаторной диаграмме l_k изображается площадью контура $4-3-2-1$.

Техническая работа, затрачиваемая в компрессоре, зависит от характера процесса сжатия. На рис. 1.21 изображены изотермический ($n = 1$), адиабатный ($n = k$) и политропный процессы сжатия. Сжатие по изотерме дает наименьшую площадь, т.е. происходит с наименьшей затратой работы, следовательно, применение изотермического сжатия в компрессоре является энергетически наиболее выгодным.

Чтобы приблизить процесс сжатия к изотермическому, необходимо отводить теплоту от сжимаемого в компрессоре газа. Это достигается путем охлаждения наружной поверхности цилиндра водой, подаваемой в рубашку охлаждения, которая об-

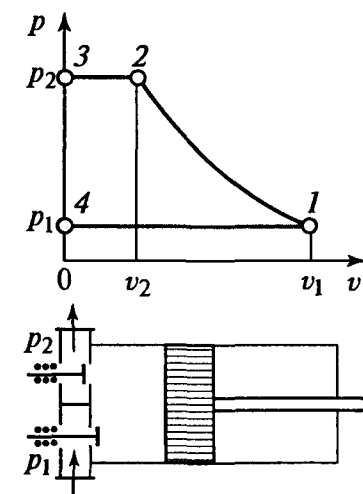


Рис. 1.20. Индикаторная диаграмма идеального поршневого компрессора

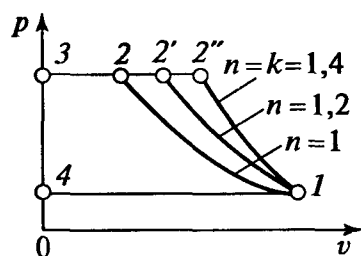


Рис. 1.21. Процессы изотермического, политропного и адиабатного сжатия в компрессоре

разуется полыми стенками цилиндра. Однако практически сжатие газа осуществляется по политропе с показателем $n = 1,18 \dots 1,2$, поскольку достичь значения $n = 1$ не удастся.

Теоретическая работа на привод идеального компрессора, все процессы в котором обратимы, вычисляется по соотношению (1.18). Из уравнения политропы (1.15) следует, что

$$v_2 = (p_1/p_2)^{1/n} v_1$$

и

$$l_k = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} v_1 dp = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (1.19)$$

Если обозначить расход газа в компрессоре через m (кг/с), то теоретическая мощность привода компрессора определится из уравнения

$$N_0 = m \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Многоступенчатое сжатие. Для получения газа высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры (рис. 1.22), в которых процесс сжатия осуществляется в нескольких последовательно соединенных цилиндрах с промежуточным охлаждением газа после каждого сжатия.

Индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора изображена на рис. 1.23. В первой ступени компрессора газ сжимается по политропе до давления p_{II} , затем он поступает в промежуточный холодильник 1, где охлаждается до начальной температуры T_1 . Сопротивление холодильника по воздушному такту с целью экономии энергии, расходуемой на сжатие, делают небольшим. Это позволяет считать процесс охлаждения газа изобар-

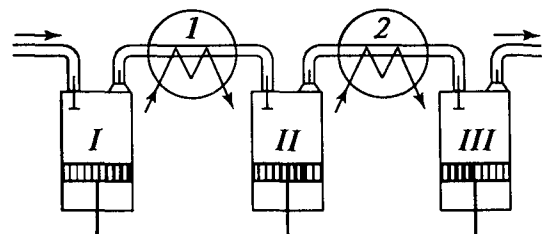


Рис. 1.22. Схема многоступенчатого компрессора:

I...III — ступени сжатия; 1, 2 — промежуточные холодильники

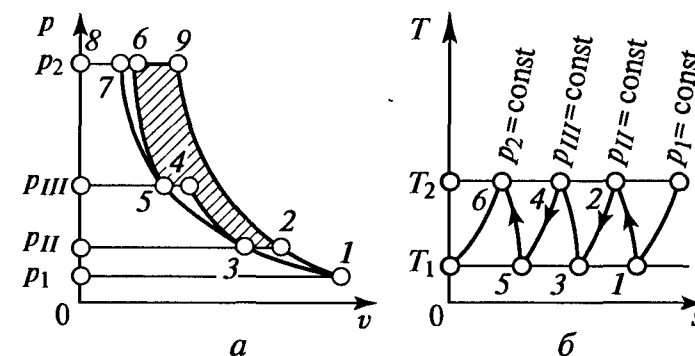


Рис. 1.23. Индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора (а) и графическое изображение процесса сжатия в T, s -диаграмме (б)

ным. После холодильника газ поступает во вторую ступень и сжимается по политропе до p_{III} , затем охлаждается до температуры T_1 в холодильнике 2 и поступает в цилиндр третьей ступени, где сжимается до давления p_2 .

Если бы процесс сжатия осуществлялся по изотерме 1—3—5—7, то работа сжатия была бы минимальна. При сжатии в одноступенчатом компрессоре по линии 1—9 величина работы определялась бы площадью контура 0—1—9—8, а работа трехступенчатого компрессора — площадью 0—1—2—3—4—5—6—8. Заштрихованная площадь показывает выигрыш в технической работе от применения трехступенчатого сжатия.

Чем больше число ступеней сжатия и промежуточных охладителей, тем ближе процесс к наиболее экономичному — изотермическому, но тем сложнее и дороже конструкция компрессора. Поэтому вопрос о выборе числа ступеней, обеспечивающих требуемую величину p_2 , решается на основании технических и технико-экономических соображений.

Процессы сжатия в реальном компрессоре характеризуются наличием внутренних потерь на трение, поэтому работа, затрачиваемая на сжатие газа, оказывается больше, чем техническая работа идеального компрессора, определяемая уравнением (1.19).

Эффективность работы реального компрессора определяется относительным внутренним КПД, представляющим собой отношение работы, затраченной на привод идеального компрессора, к действительной.

Для характеристики компрессоров, работающих без охлаждения, применяют адиабатный КПД:

$$\eta_{ад} = \frac{l_{ад}}{l_k},$$

где $l_{ад}$ — работа при равновесном адиабатном сжатии, вычисленная по уравнению (1.19) при $n = k$; l_k — работа, затраченная в реальном компрессоре при сжатии 1 кг газа.

Для характеристики охлаждаемых компрессоров используют изотермический КПД:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{l_{\text{из}}}{l_{\text{к}}},$$

где $l_{\text{из}}$ — работа обратимого сжатия в изотермическом процессе, рассчитанная по формуле (1.19) при $n = 1$.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные параметры состояния рабочего тела и единицы их измерения.
2. Чем отличается реальный газ от идеального?
3. Дайте определение средней и истинной теплоемкости. Чем отличается теплоемкость c_p от c_v ?
4. В чем заключается сущность первого закона термодинамики? Дайте его математическое выражение.
5. Опишите основные термодинамические процессы и укажите энергобаланс этих процессов.
6. В чем заключается сущность второго закона термодинамики? Дайте некоторые формулировки этого закона.
7. Что такое цикл Карно и как оценивается его эффективность?
8. Покажите в p, v - и T, s -диаграммах области и линии, характерные для воды и водяного пара.
9. Покажите в T, s -диаграмме площади, изображающие количество теплоты, идущей на подогрев воды, теплоту парообразования и перегрев пара.
10. Для чего в компрессорах применяют охлаждение?

Глава 2 ЦИКЛЫ ОСНОВНЫХ ТЕПЛОВЫХ МАШИН И УСТАНОВОК

2.1. Цикл паросиловой установки — цикл Ренкина

Общие положения. На современных тепловых электростанциях большой мощности превращение теплоты в работу производится в циклах, в которых в качестве основного рабочего тела используется водяной пар высокого давления и температуры. Водяной пар производят в парогенераторах (паровых котлах), в топках которых сжигают различные виды органического топлива: уголь, мазут, газ и др.

Термодинамический цикл преобразования теплоты в работу с помощью водяного пара был предложен в середине XIX в. инженером и физиком У. Ренкиным. Принципиальная тепловая схема электростанции, работающая по циклу Ренкина, показана на рис. 2.1.

Вода нагнетается в парогенератор 1 насосом 5 и за счет теплоты сжигаемого топлива превращается в водяной пар, который затем поступает в турбину 2, вращающую электрогенератор 3. Тепловая энергия пара преобразуется в турбине в механическую работу, которая, в свою очередь, преобразуется в генераторе в электроэнергию. Из турбины отработанный пар поступает в конденсатор 4. В конденсаторе пар превращается в воду (конденсируется), которая с помощью насоса 5 вновь подается в парогенератор. Таким образом цикл замыкается.

На рис. 2.2 показан цикл Ренкина на перегретом паре в p, v - и T, s -диаграммах, состоящий из следующих процессов:

изобара 4—5—6—1 — нагрев, испарение воды и перегрев пара в парогенераторе за счет подводимой теплоты сгорания топлива q_1 ;

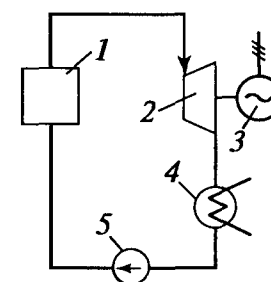


Рис. 2.1. Принципиальная тепловая схема ТЭС, работающая по циклу Ренкина:
1 — парогенератор; 2 — турбина; 3 — электрогенератор; 4 — конденсатор; 5 — насос

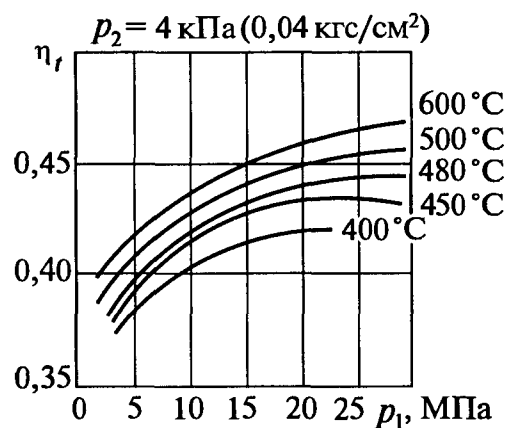


Рис. 2.3. Влияние повышения начальных давлений и температуры пара на экономичность цикла Ренкина

Следует отметить, что поскольку питательной воде передается теплота отобранного пара, включая теплоту парообразования, а при получении работы используется лишь часть теплоты пара, не включающая теплоту парообразования, то потеря работы в результате отборов будет значительно меньше, чем увеличение энтальпии питательной воды. Поэтому в целом КПД цикла возрастает. Однако возрастет и удельный расход пара, так как отобранная часть пара не полностью участвует в совершении работы и для получения заданной мощности его расход следует увеличить. Правда, это обстоятельство облегчает конструкцию последних ступеней турбин, позволяя уменьшить длину их лопаток.

Применение регенеративного подогрева позволяет при необходимости исключить экономайзер подогрева питательной воды уходящими газами, используя теплоту уходящих газов для подогрева поступающего в топку воздуха.

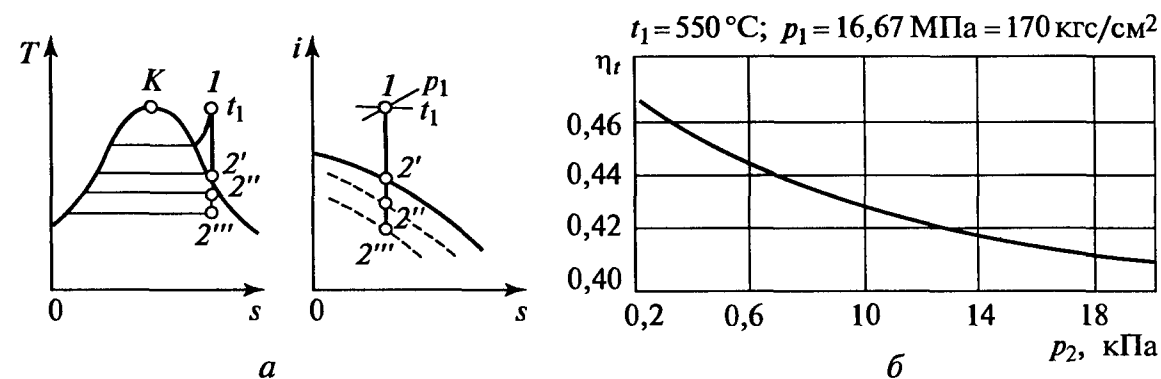


Рис. 2.4. Влияние понижения давления в конденсаторе на влажность пара в конце расширения (а) и экономичность цикла Ренкина (б)

применяют так называемый регенеративный цикл, в котором питательная вода до ее поступления в котельный агрегат подвергается предварительному нагреву паром, отбираемым из промежуточных ступеней паровой турбины. На рис. 2.5 представлена принципиальная схема паросиловой установки с регенеративным подогревом питательной воды, где α_1 , α_2 и α_3 — доли отбираемого пара из турбины. Изображение в T, s -диаграмме носит условный характер, так как количество пара (рабочего тела) меняется по длине проточной части турбины, а диаграмма строится для постоянного количества.

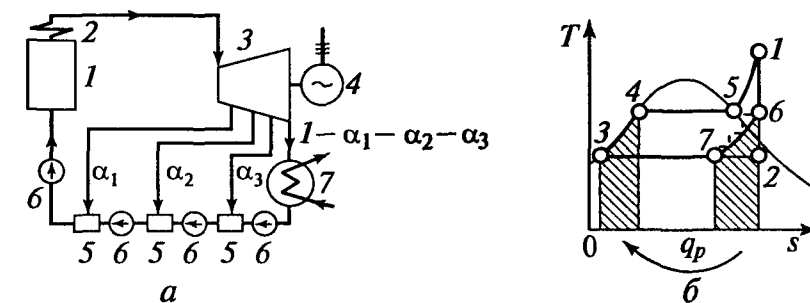


Рис. 2.5. Регенеративный подогрев питательной воды в цикле Ренкина: а — схема установки: 1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — паровая турбина с промежуточными отборами пара; 4 — электрогенератор; 5 — регенеративные подогреватели; 6 — насосы; 7 — конденсатор; б — изображение (условное) процесса в T, s -координатах: 1... 7 — точки диаграммы

Увеличение КПД при применении регенерации составляет 10... 15 %. При этом экономия теплоты в цикле возрастает с повышением начального давления пара p_1 . Это связано с тем, что с повышением p_1 увеличивается температура кипения воды, а следовательно, повышается количество теплоты, которое можно подвести к воде при подогреве ее отобраным паром. В настоящее время регенеративный подогрев применяется на всех крупных электростанциях.

Цикл с промежуточным (вторичным) перегревом пара. Из анализа регенеративного цикла следует, что при применении пара высокого давления влажность его в турбине в конце процесса расширения становится значительной даже при очень высокой начальной температуре. Между тем работа турбин на влажном паре недопустима, так как она вызывает увеличение потерь и износ (эрозию) турбинных лопаток в результате механического воздействия на них находящихся в паре частиц влаги.

При использовании пара высокого давления повышение его начальной температуры до значений, допустимых по соображениям прочности металла пароперегревателя и паровой турбины, может оказаться недостаточным для обеспечения допустимой влажности пара в конце процесса расширения в турбине. Поэтому пар на некоторой стадии расширения приходится отводить из турбины и подвергать повторному перегреву в специальном пароперегревателе, после чего перегретый пар повторно вводится в турбину, где и заканчивается процесс его расширения. В результате этого при окончательном расширении пара до принятых на практике давлений влажность его не превышает допустимых значений.

Паротурбинные установки, в которых используется такой метод, называют установками с промежуточным перегревом пара. При правильном выборе давления отбора пара для его промежуточного перегрева и температуры промежуточного перегрева не только предотвращается чрезмерное увлажнение пара в конце

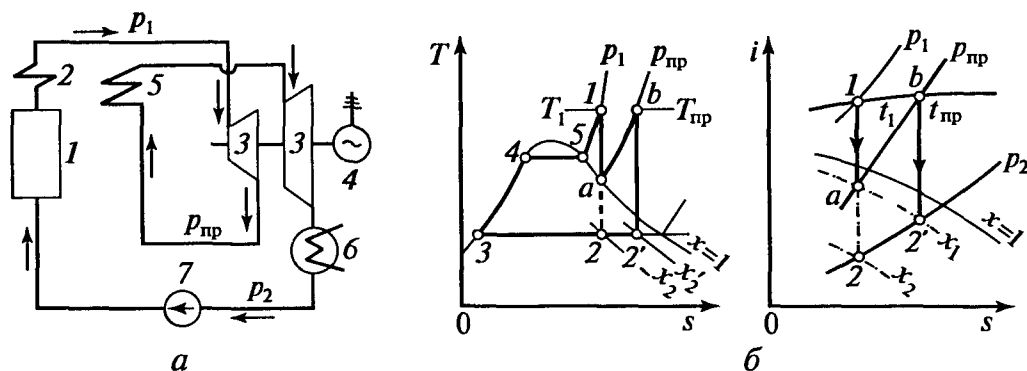


Рис. 2.6. Промежуточный перегрев пара в цикле Ренкина:

a — схема установки: 1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — турбина; 4 — электрогенератор; 5 — промежуточный (вторичный) пароперегреватель; 6 — конденсатор; 7 — насос (питательный); *б* — изображение процесса в T, s - и i, s -координатах: 1...5 — точки диаграммы

процесса расширения, но и достигается некоторое увеличение термического КПД установки.

Применение одного промежуточного перегрева пара приводит к повышению термического КПД установки на 2...3%. Схема паросиловой установки с промежуточным перегревом пара представлена на рис. 2.6.

Теплофикационный цикл. В тех случаях, когда прилегающие к тепловым электростанциям районы потребляют большое количество теплоты, целесообразно использовать комбинированный способ выработки теплоты и электроэнергии, чем отдельно снабжать эти районы теплотой от специальных котельных, а электроэнергией — от конденсационных электростанций. Установки, которые служат для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии, называют теплоэлектроцентралями (ТЭЦ). Они работают по так называемому теплофикационному циклу.

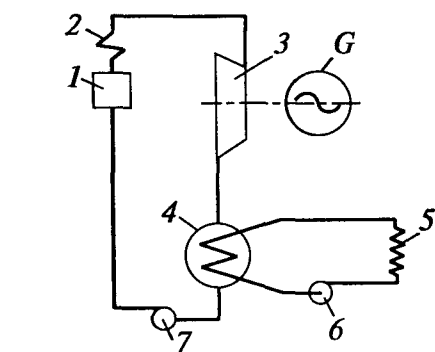


Рис. 2.7. Схема простейшей теплофикационной установки: 1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — турбина; 4 — конденсатор; 5 — отопительная система; 6 и 7 — насосы

Простейшая схема теплофикационной установки показана на рис. 2.7 с основными элементами паросиловой установки. Цифрой 5 обозначен тепловой потребитель (например, система отопления). Охлаждающая вода под действием насоса 6 циркулирует по замкнутому контуру, в который включен потребитель теплоты. Температура воды на выходе из конденсатора несколько ниже температуры конденсата t_n , но достаточно высока для обогрева помещений.

Конденсат при температуре t_n забирается насосом 7 и после сжатия подается в котел 1. Охлаждающая вода нагревается за счет теплоты конденсирующегося пара и под напором, создаваемым насосом 6, поступает в отопительную систему 5. В ней нагретая вода отдает теплоту окружающей среде, обеспечивая необходимую температуру помещений. После выхода из отопительной системы охлажденная вода вновь поступает в конденсатор и в нем опять нагревается поступающим из турбины паром.

При наличии более или менее постоянного потребителя производственного пара пользуются турбиной, работающей с противодавлением без конденсатора.

В теплофикационных установках, цикл которых показан на рис. 2.8, *a*, используются турбины трех типов: с противодавлением $p_2 = 1,2 \dots 12$ бар (рис. 2.8, *б*); ухудшенным вакуумом $p_2 = 0,5 \dots 0,9$ бар (рис. 2.8, *в*) и регулируемыми отборами пара (рис. 2.8, *г*).

Турбины с противодавлением относительно просты, малогабаритны и дешевы, но применяются редко, поскольку количество электроэнергии, вырабатываемое с их помощью, зависит не от электрических, а от тепловых потребителей, весьма нестабильных.

Турбины с ухудшенным вакуумом при отсутствии тепловых потребителей могут работать с расширением пара до глубокого вакуума, как конденсационные, но выработка электроэнергии у них тоже зависит от расхода теплоты.

Турбины с регулируемыми отборами не имеют указанных недостатков, позволяют свободно изменять электрическую и тепловую нагрузки, т.е. работать по свободному графику. Они в основном и применяются на ТЭЦ. На рис. 2.8, *г* приведена схема такой установки с одним регулируемым отбором пара при $p_{отб}$ (в зависимости от потребностей в электроэнергии и теплоте), которое устанавливается с помощью клапана 12, расположенного на магистрали между ступенями турбины высокого 11 и низкого 13 давлений.

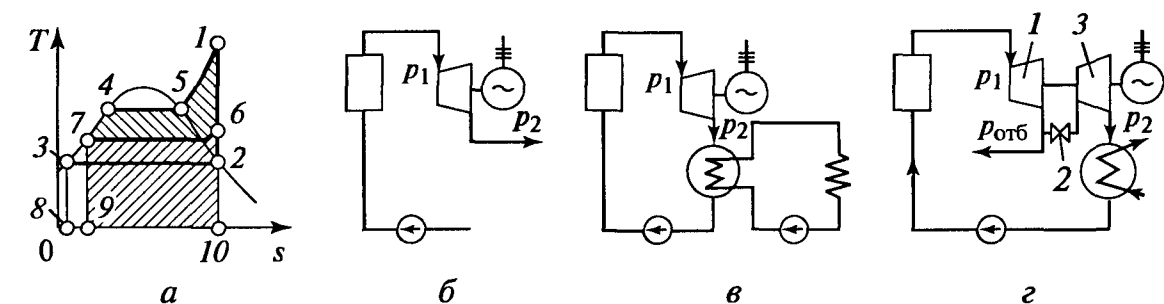


Рис. 2.8. Теплофикационный цикл (*a*) и три типа установок: с противодавлением (*б*), ухудшенным вакуумом (*в*) и регулируемыми отборами пара (*г*):

1...10 — точки диаграммы; 11 — часть турбины высокого давления; 12 — регулятор количества отбираемого пара; 13 — часть турбины низкого давления

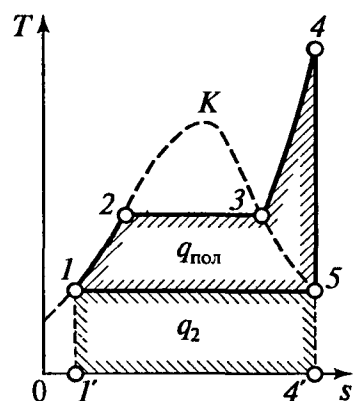


Рис. 2.9. Изображение теплофикационного цикла в T, s -диаграмме

Теплофикационный цикл в T, s -диаграмме показан на рис. 2.9. Площадь контура, ограниченного жирными линиями, соответствует теплоте $q_{\text{пол}}$, превращенному в турбине в механическую работу. Площадь, расположенная под указанным контуром и соответствующая количеству теплоты q_2 , уносимому охлаждающей водой, в данном теоретическом случае не теряется бесполезно, а используется для отопления. Таким образом, общее количество полезного использования теплоты складывается из $q_{\text{пол}}$ и q_2 .

Термический КПД теплофикационного цикла ниже термического КПД соответствующего конденсационного цикла, в котором пар расширяется в турбине до очень низкого давления ($p_2 = 3 \dots 5$ кПа), производя при этом полезную работу, и превращается в охладитель в конденсат, а отнятая от него в конденсаторе теплота полностью теряется с охлаждающей водой. Это объясняется тем, что в теплофикационном цикле конечное давление пара p_2 значительно превосходит обычное давление в конденсаторе паровой турбины, работающей по конденсационному циклу. Увеличению давления p_2 , как это видно из T, s -диаграммы (см. рис. 2.9), соответствует сокращение количества теплоты $q_{\text{пол}}$, используемой в паровой турбине (уменьшение площади $1-2-3-4-5$), и увеличение количества теплоты q_2 , уносимой охлаждающей водой (увеличение площади $1-5-4'-1'$), и в итоге — уменьшение η .

Применительно к теплофикационному циклу его термический КПД не может служить полноценной мерой экономичности, поскольку он не учитывает полезное использование потребителем той части теплоты, которая не превращается в работу, т.е. теплоты q_2 .

Поэтому для оценки экономичности теплофикационных циклов пользуются так называемым коэффициентом использования теплоты, представляющим собой отношение всего количества полезно использованной теплоты (т.е. суммы теплоты, превращенной в работу и равной $q_{\text{пол}}$, и теплоты, использованной потребителем без ее превращения в работу, равной q_2), ко всему количеству подведенной к рабочему телу теплоты:

$$\eta = \frac{q_{\text{общ}}}{q_1} = \frac{q_{\text{пол}} + q_2}{q_1}.$$

Теоретически, поскольку $q_1 = q_{\text{пол}} + q_2$, этот коэффициент равен единице. Практически же величина его колеблется от 0,65 до 0,7.

Это говорит о том, что в теплофикационном цикле степень теплоиспользования почти в два раза больше, чем в чисто конденсационном цикле. Следовательно, комбинированный способ выработки теплоты и электрической энергии значительно экономичнее способа их раздельной выработки.

2.2. Цикл газотурбинной установки

Цикл энергетической стационарной установки. В отличие от паротурбинного (паросилового цикла Ренкина для водяного пара) в циклах газотурбинных установок рабочим телом служат сжатые газы, нагретые до высокой температуры. В качестве таких газов чаще всего используют смесь воздуха и продуктов сгорания жидкого (или газообразного) топлива.

Принципиальная схема газотурбинной установки (ГТУ) представлена на рис. 2.10. Воздушный компрессор К сжимает атмосферный воздух, повышая его давление от p_0 до p_2 , и непрерывно подает его в камеру сгорания КС. Туда же специальным насосом непрерывно подается необходимое количество жидкого топлива. Образующиеся в камере продукты сгорания выходят из нее с температурой T_3 и практически с тем же давлением p_2 (если не учитывать сопротивления), что и на выходе из компрессора ($p_2 = p_3$). Следовательно, горение топлива (т.е. подвод теплоты) происходит при постоянном давлении.

В газовой турбине (ГТ) продукты сгорания адиабатно расширяются, в результате чего их температура снижается до T_4 , а давление уменьшается до атмосферного p_0 . Весь перепад давлений $p_3 - p_0$ используется для получения технической работы в турбине $l_{\text{тех}}$. Большая часть этой работы l_k расходуется на привод компрессора, разность $l_{\text{тех}} - l_k$ затрачивается на производство электроэнергии в электрическом генераторе (Г) или на другие цели. Эта разность и составляет полезную работу цикла (расход энергии на привод топливного насоса невелик и в первом приближении его можно не учитывать).

Заменив сгорание топлива изобарным подводом теплоты (линия $2-3$ на рис. 2.11), а охлаждение выброшенных в атмосферу продуктов сгорания — изобарным отводом теплоты (линия $4-1$), получим цикл газотурбинной установки $1-2-3-4$.

Полезная работа l_u изображается в p, v -диаграмме площадью, заключенной внутри контура цикла (площадь $1-2-3-4$). На рис. 2.11, а видно, что полезная работа равна разности меж-

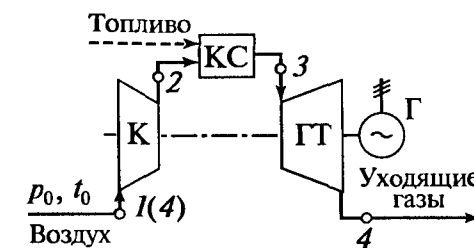


Рис. 2.10. Схема газотурбинной установки (ГТУ)

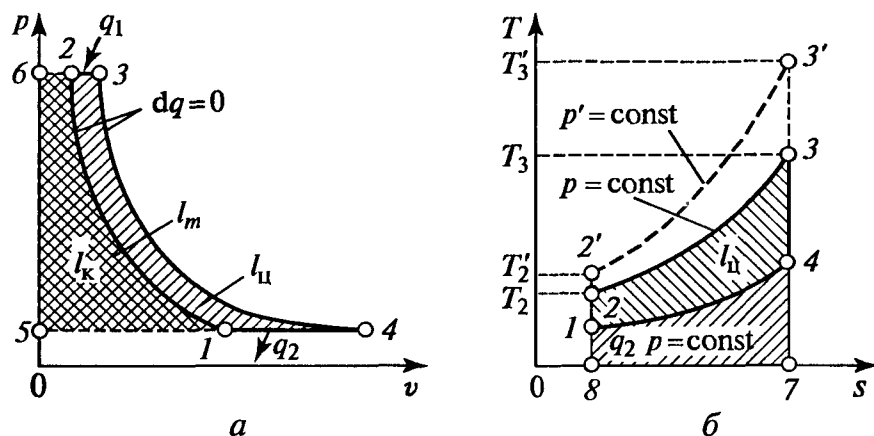


Рис. 2.11. Цикл ГТУ:

a — в p, v -диаграмме; *б* — в T, s -диаграмме

ду технической работой, полученной в турбине (площадь цикла $б-3-4-5$), и технической работой, затраченной на привод компрессора (площадь $б-2-1-5$). Площадь цикла $1-2-3-4$ в T, s -диаграмме эквивалентна этой же полезной работе (см. рис. 2.11, *б*). Теплота, превращенная в работу, получается как разность между количеством подведенной q_1 (площадь $8-2-3-7$) и отведенной q_2 (площадь $1-4-7-8$) теплоты. Коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{T_4 / (T_1 - 1)}{T_3 / (T_2 - 1)}. \quad (2.3)$$

В формуле теплоемкость c_p для простоты расчетов принята постоянной.

Одной из основных характеристик цикла газотурбинной установки является степень повышения давления в компрессоре π , равная отношению давления воздуха после компрессора p_2 к давлению перед ним p_0 . Выразим отношение температур в формуле (2.3) через степень повышения давления $\pi = p_2/p_0$ из уравнения адиабаты:

$$T_1 / T_2 = (p_0 / p_2)^{\frac{k-1}{k}} = 1 / \pi^{\frac{k-1}{k}};$$

$$T_4 / T_1 = (T_4 / T_3)(T_3 / T_2)(T_2 / T_1) = (p_4 / p_3)^{\frac{k-1}{k}} (T_3 / T_2) (p_2 / p_0)^{\frac{k-1}{k}},$$

поскольку $p_4 = p_1$ и $p_3 = p_2$, то $T_4 / T_1 = T_3 / T_2$.

Из формулы (2.3) получим

$$\eta_t = 1 - 1 / \pi^{\frac{k-1}{k}}. \quad (2.4)$$

При $k = 1,33$ формула (2.4) дает следующие значения η_t для различных величин π :

π	2	3	4	5	6	7	8	9	10
η_t	16	24	29	33	36	38,5	40,5	42	43,5

Коэффициент полезного действия идеального цикла непрерывно возрастает с увеличением π . Это связано с увеличением температуры в конце процесса сжатия T_2 и соответственно температуры газов перед турбиной T_3 .

На рис. 2.11, *б* отчетливо видно, что цикл $1-2'-3'-4$, в котором π больше, экономичнее цикла $1-2-3-4$, так как по линии $2'-3'$ подводится больше теплоты q_1 , чем по линии $2-3$ при том же количестве отведенной в процессе $4-1$ теплоты q_2 . При этом T_2' и T_3' больше, чем T_2 и T_3 соответственно.

К сожалению, максимальная температура газов перед турбиной ограничивается жаропрочностью металла, из которого делают основные ее элементы (в авиационных двигателях $1100 \dots 1200^\circ\text{C}$, в стационарных $750 \dots 800^\circ\text{C}$). Поэтому приходится сознательно идти на снижение температуры горения топлива (за счет подачи излишнего количества воздуха).

Цикл турбокомпрессорного воздушно-реактивного двигателя.

Схема данного двигателя представлена на рис. 2.12.

Цикл такого двигателя аналогичен идеальному газотурбинному циклу, поэтому для определения его термического КПД может быть использована формула

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}},$$

где ε — степень сжатия, равная отношению объема в начале сжатия к объему в конце сжатия: $\varepsilon = V_1/V_2 = v_1/v_2$.

В идеализированном виде цикл такого двигателя состоит в следующем (рис. 2.13). Воздух при движении двигателя сжимается адиабатно в диффузоре (линия $1-a$), далее поступает в компрессор и в нем сжимается до более высокого давления (линия $a-2$). В каме-

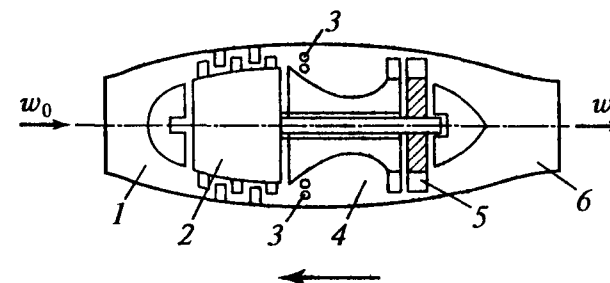


Рис. 2.12. Схема турбокомпрессорного воздушно-реактивного двигателя:

1 — диффузор; 2 — компрессор; 3 — форсунки; 4 — камера сгорания; 5 — газовая турбина; 6 — выходное сопло

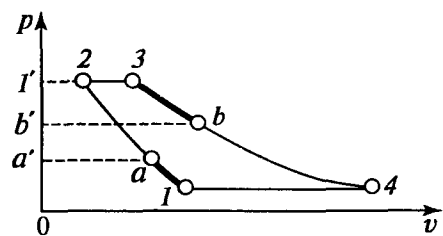


Рис. 2.13. Изображение цикла турбокомпрессорного воздушно-реактивного двигателя в p, v -диаграмме

ре сгорания происходит изобарное горение вводимого через форсунки топлива (линия 2—3); продукты сгорания частично расширяются в газовой турбине, обеспечивая работу компрессора (линия 3—b).

Площадь контура $a-2-1'-a'$, выражающая теоретическую работу компрессора, должна быть равна площади $3-1'-b'-b$, выражающей работу газовой турбины. После выхода из турбины продукты сгорания продолжают расши-

ряться в сопле до давления окружающей среды (линия $b-4$). При этом скорость газов доходит до 600...700 м/с. Очевидно, в данном случае достигается большая степень сжатия и, следовательно, большее значение термического КПД.

2.3. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

Двигатели внутреннего сгорания. Известно, что тепловые двигатели, работа которых происходит за счет энергии топлива, сжигаемого в цилиндре двигателя, называются двигателями внутреннего сгорания (ДВС). В них применяется жидкое и газообразное топливо.

ДВС получили очень широкое распространение на транспорте (автомобили, тепловозы, судовые установки и пр.). Кроме того, они применяются при создании передвижных электростанций различной мощности, в стационарных электроустановках малой и средней мощности, а также различных хозяйственных и коммунальных объектах в качестве резервных и аварийных источников электроснабжения.

В зависимости от принципа действия ДВС принимают, что сгорание топлива в них теоретически происходит или при постоянном объеме ($v = \text{const}$), или при постоянном давлении ($p = \text{const}$), а в некоторых случаях сначала при постоянном объеме, а затем при постоянном давлении.

В двигателях со сгоранием топлива при постоянном объеме в цилиндр поступает горючая смесь — смесь воздуха с топливом. Смесь сжимается движущимся поршнем, в конце сжатия поджигается электрической искрой и сгорает. Образующиеся продукты сгорания — газы, имея высокое давление, расширяются, перемещают поршень и совершают работу, после чего выбрасываются из цилиндра, и рабочий процесс двигателя повторяется.

Если горючая смесь, поступающая в двигатель, представляет собой смесь жидкого топлива с воздухом и образуется в карбюра-

торе, двигатель называется *карбюраторным*. Если же горючая смесь является смесью газообразного топлива с воздухом, то двигатель называется *газовым*.

В двигателях со сгоранием топлива при постоянном давлении в цилиндр поступает чистый воздух, который затем сжимается движущимся поршнем, при этом температура воздуха повышается до 600...650 °С. Теоретически в конце сжатия в цилиндр впрыскивается мелко распыленное жидкое топливо, которое воспламеняется и сгорает вследствие высокой температуры воздуха. Сгорание топлива происходит при движении поршня, поэтому давление в цилиндре в процессе сгорания теоретически не изменяется. Продукты сгорания расширяются и производят работу. После этого отработавшие газы удаляются из цилиндра и рабочий процесс двигателя повторяется. По такому принципу работают *компрессорные дизели*.

В современных *бескомпрессорных дизелях* часть топлива, впрыскиваемого в сжатый до температуры 600...650 °С воздух, воспламеняется и сгорает теоретически при постоянном объеме. Другая же часть впрыскиваемого топлива сгорает при постоянном давлении. Продукты сгорания расширяются, производят работу, а затем удаляются из цилиндра.

Как видно из изложенного, в ДВС не осуществляются замкнутые процессы (циклы). Кроме того, процессы, происходящие в двигателях, не являются обратимыми (реальное сгорание, расширение и сжатие с конечными скоростями и т. п.). Поэтому рассматриваются воображаемые идеальные двигатели, все процессы в которых принимаются обратимыми и образующими в совокупности идеальный цикл.

Цикл со смешанным подводом теплоты — цикл Тринклера. Этот цикл характерен для бескомпрессорных дизелей с механическим распыливанием горючего, внутренним смесеобразованием и самовоспламенением от сжатого до высокой температуры воздуха. Горючее (жидкое топливо) подается с помощью особого плунжерного насоса под давлением в несколько сотен бар через форсунку. На рис. 2.14 процесс 1—2 представляет собой адиабатное сжатие воздуха; 2—3' — подвод теплоты при постоянном объеме (быстрое сгорание порции хорошо подготовленной смеси в «предкамере» или иным способом); 3'—3 — подвод теплоты при постоянном давлении (сгорание горючей смеси по мере поступления в камеру сгорания); 3—4 — адиабатное расширение

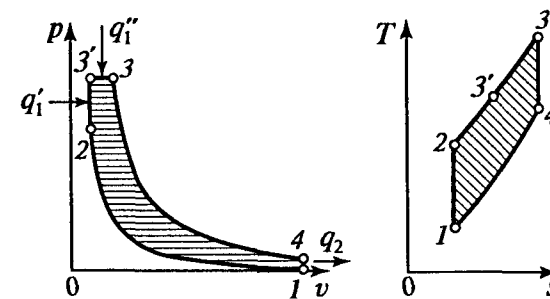


Рис. 2.14. Идеальный цикл ДВС со смешанным подводом теплоты в p, v - и T, s -диаграммах

продуктов сгорания (в основном газа CO_2 и пара H_2O); 4—1 — отвод теплоты (выпуск газа). Рассмотренные процессы являются идеальным циклом бескомпрессорных дизелей.

Термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Так как подводимое в этом цикле к рабочему телу количество теплоты $q_1 = q'_1 + q''_1$, то

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q'_1 + q''_1}.$$

Считая теплоемкости идеального газа постоянными величинами, можно записать:

$$q'_1 = c_v (T_3' - T_2); \quad q''_1 = c_p (T_3 - T_3'); \quad q_2 = c_v (T_4 - T_1).$$

Следовательно,

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3' - T_2) + c_p (T_3 - T_3')}; \quad \eta_t = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{T_3' - T_2 + k (T_3 - T_3')}. \quad (2.5)$$

В качестве характеристик циклов ДВС вводятся следующие понятия.

Отношение объема в начале сжатия к объему в конце сжатия называется *степенью сжатия*, $\varepsilon = V_1/V_2$.

Отношение объема в конце подвода теплоты к объему в начале подвода теплоты называется *степенью предварительного расширения*, $\rho = V_3/V_2$.

Отношение давления в конце подвода теплоты к давлению в начале подвода теплоты называется *степенью повышения давления*, $\lambda = p_3/p_2$.

Подставив в выражение (2.5) значения ε , ρ , λ и k , можно получить

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{[(\lambda - 1) + k(\rho - 1)]}. \quad (2.6)$$

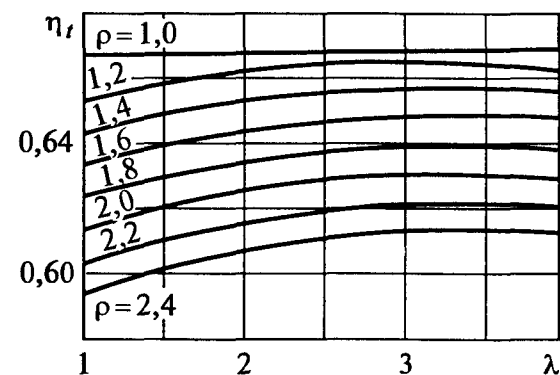


Рис. 2.15. Термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты

Из уравнения (2.6) видно, что η_t возрастает с увеличением ε и k . Зависимость η_t от λ и ρ при $\varepsilon = 16$ и $k = 1,4$ приведена на рис. 2.15.

Рассмотренный цикл является теоретическим циклом всех современных транспортных и стандартных дизелей. В реальных условиях в бескомпрессорных дизелях основные параметры составляют: $p_2 = 6,0 \dots 11,0$ МПа; $t_2 = 1500 \dots 2000$ °С; $\rho = 1,2 \dots 2,2$; $\lambda = 1,4 \dots 2,2$.

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении — цикл Дизеля. Это цикл характерен для компрессорных дизелей — ДВС тяжелого топлива (дизельного, солярового масла и др.) с внутренним (в цилиндре) смесеобразованием и самовоспламенением горючего от сжатого до высокой температуры воздуха (рис. 2.16). Горючее распыляется воздухом, подаваемым в цилиндр специальным компрессором. Из-за больших габаритов и массы компрессорные дизели применяются только на некоторых судах и в качестве стационарных установок электростанций.

На рис. 2.16, а процесс 1—2 представляет собой адиабатное сжатие рабочего тела (в реальном двигателе — воздуха); 2—3 — подвод теплоты при постоянном давлении (постепенное горение по мере впрыскивания горючего); 3—4 — адиабатное расширение рабочего тела (в основном CO_2 и паров H_2O); 4—1 — отвод теплоты при постоянном объеме (выпуск отработавших газов).

Основными параметрами характеристики цикла являются: $\varepsilon = v_1/v_2$; $\lambda = 1$; $\rho = v_3/v_2$; $\beta = v_1/v_3$.

Количество подведенной в цикле теплоты определяется уравнением

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2), \text{ Дж/кг.}$$

Величина q_1 на рис. 2.16 выражается площадью 1'—2—3—3'. Если в формуле (2.6) принять $\lambda = 1$, то для данного цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^{k-1} (\rho - 1)}.$$

На рис. 2.16, б показан характер этой зависимости. По мере совершенствования процессов смесеобразования и горения зна-

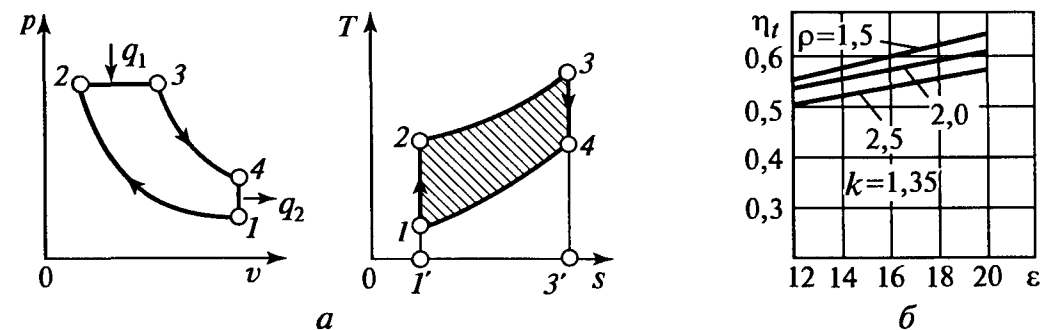


Рис. 2.16. Цикл поршневых двигателей с изобарным подводом теплоты — компрессорных дизелей (а) и характеристики его экономичности (б)

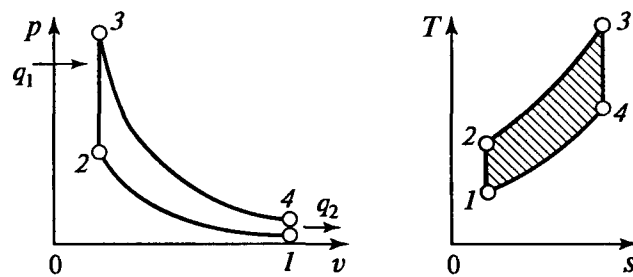


Рис. 2.17. Идеальный цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме

чение p уменьшается. Верхний предел величины ϵ ограничивается в дизелях быстрым увеличением давления, увеличением массы двигателя, механическими потерями, а нижний — температурой самовоспламенения горючего. Средние значения $\epsilon = 14 \dots 25$.

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме — цикл Отто. Этот цикл характерен для бензиновых ДВС с внешним смесеобразованием в карбюраторе и принудительным искровым зажиганием горючей смеси (рис. 2.17). Их называют карбюраторными двигателями и применяют главным образом на автотранспорте (особенно легковом). На рис. 2.17 процесс 1—2 представляет собой адиабатное сжатие рабочего тела (смесь бензина с воздухом); 2—3 — подвод теплоты при постоянном объеме (быстрое сгорание смеси, зажигаемой электрической искрой); 3—4 — расширение рабочего тела или рабочий ход (расширяются продукты сгорания, в основном CO_2 и пары H_2O); 4—1 — отвод теплоты в окружающую среду (выпуск в атмосферу отработавших в цилиндре газов).

Основными параметрами характеристики цикла являются: $\epsilon = \beta$; $\rho = 1$; $\lambda = p_3/p_2$. Термический КПД определяется обычным способом:

$$\eta_t = 1 - (1/\epsilon^{k-1}).$$

На рис. 2.18 показан характер этой зависимости. Увеличение ϵ в карбюраторных двигателях ограничивается наступлением детонации (взрывного сгорания), которая зависит от температуры самовоспламенения горючей смеси и конструктивных особенностей камеры сгорания (форма, расположение свечи и т. п.). Детонация повышает износ и снижает мощность двигателя, поэтому ϵ имеет невысокие значения (6...12), а величина $k \approx 1,3$, как уже отмечалось, определяется видом топлива (бензин с воздухом) и изменению не поддается.

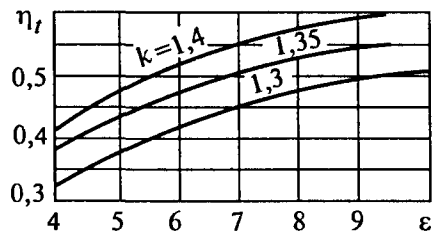


Рис. 2.18. Изменение η_t цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме в зависимости от ϵ

2.4. Цикл парогазовых установок

Комбинированные установки, в которых одновременно используются два рабочих тела (газ и пар) называются парогазовыми. Простейшая схема парогазовой установки показана на рис. 2.19, а цикл — на рис. 2.20.

В камеру сгорания 2 насосом подается топливо, а компрессором 1 — сжатый воздух. Продукты сгорания, отработав в газовой турбине 3, поступают в подогреватель 6, где нагревают питательную воду, поступающую в котел, и удаляются в атмосферу. Перегретый пар, получаемый в котлоагрегате 5, расширяется в паровой турбине 9 и конденсируется в конденсаторе 8. Конденсат насосом 7 перекачивается в подогреватель 6, где нагревается и поступает затем в котел. Полезная мощность, вырабатываемая газовой и паровой турбинами, передается генераторам электрического тока 4 и 10. Соотношение между количеством отработавших газов и количеством обогреваемой питательной воды определяется из условия, что количество теплоты, отдаваемой отработавшими газами, должно равняться количеству теплоты, необходимой для подогрева питательной воды до расчетной температуры.

Цикл установки в T, s -диаграмме, изображенный на рис. 2.20, строится для 1 кг питательной воды и количества газов, приходящихся на 1 кг воды. Цикл газотурбинной части установки обозначен контуром 1—2—3—4—5—1, а цикл Ренкина паротурбинной части — 6—7—8—8'—9—9'—6.

При раздельной работе газотурбинной и паротурбинной установок тепло, подводимое в цикле газотурбинной установки, выражается площадью контура $a-1-2-d$, а полезная работа — площадью 1—2—3—4—5. Тепло, подводимое в цикле паротурбинной установки, выражается площадью контура $c-6-7-8-8'-9-f$, а полезная работа — площадью 6—7—8—8'—9—9'. Количество теплоты,

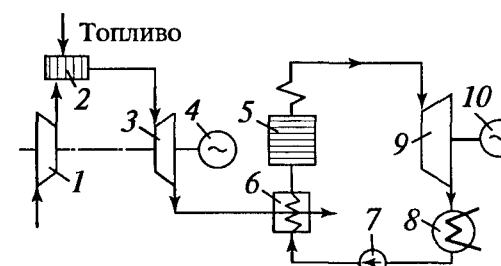


Рис. 2.19. Схема парогазовой установки:

1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — газовая турбина; 4 и 10 — генераторы электрического тока; 5 — котлоагрегат; 6 — подогреватель; 7 — насос; 8 — конденсатор; 9 — паровая турбина

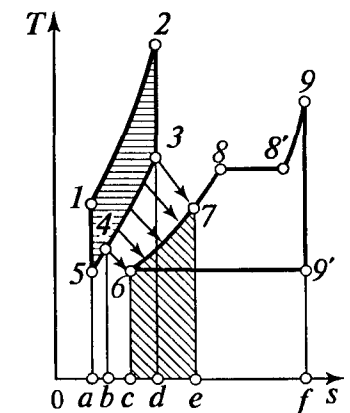


Рис. 2.20. Идеальный цикл парогазовой установки в T, s -диаграмме

Термодинамические характеристики некоторых холодильных агентов

Холодильный агент	Химическая формула	Молекулярная масса	Температура кипения при нормальном давлении, °С	Критическая температура, °С	Критическое давление, бар	Температура затвердевания (замерзания), °С
Аммиак	NH ₃	17,03	-33,4	132,4	118,9	-77,7
Сернистый ангидрид	SO ₂	64,06	-10,08	157,2	78,7	-75,2
Углекислый газ	CO ₂	44,01	-78,9	31,0	73,5	-56,6
Фреон-11	CFCI ₃	137,39	-23,7	198,0	43,7	-111,0
Фреон-12	CF ₂ Cl ₂	120,92	-29,8	111,5	40,0	-155,0

выражаемое площадью $3-5-a-d$, бесполезно отдается в процессе $3-5$ отработавшими газами окружающей среде. В парогазовой же установке количество теплоты, выражаемое площадью $3-4-b-d$, отдается в процессе $3-4$ отработавшими газами питательной воде. Эта площадь равна площади контура $c-6-7-e$ (заштрихована), определяющей количество теплоты, получаемой в процессе $6-7$ питательной водой. Следовательно, при одинаковой общей мощности количество теплоты, подводимой в парогазовой установке, по сравнению с отдельной установкой уменьшается на величину площади $c-6-7-e$. Этот выигрыш в расходе теплоты и определяет эффективность рассматриваемой парогазовой установки.

2.5. Идеальные циклы холодильных установок и тепловых насосов

Холодильные агенты. Холодильные установки применяют для получения и поддержания низких температур. Рабочим телом — «холодильным агентом» — современных холодильных установок являются, главным образом, пары жидкостей, кипящих при низких температурах.

В настоящее время применяется около 30 холодильных агентов, наиболее распространенными из которых являются: аммиак, углекислый газ, сернистый ангидрид и фреоны. В технике фреоны отличаются номерами (фреон-11, фреон-12 и др.). Термодинамические характеристики наиболее часто используемых холодильных агентов приведены в табл. 2.1

Аммиак — бесцветный газ с удушливым запахом, при содержании в воздухе больше 0,03 % вреден, поэтому нельзя допускать его утечек. Смесь аммиака с воздухом при определенных концентрациях может взрываться. Применяется аммиак для температур кипения не ниже -65°C .

Сернистый ангидрид — бесцветный газ с тяжелым удушливым запахом, применяется в мелких автоматизированных установках закрытого типа.

Углекислый газ — бесцветный газ без запаха. Значительные концентрации его вызывают удушье.

Самый распространенный из *фреонов* — фреон-12 — тяжелый газ, не имеющий запаха, безвредный при отсутствии открытого пламени, а при наличии открытого пламени разлагается на весьма вредные для организма человека фтористый и хлористый водород. Применяется преимущественно в установках с низкими температурами испарения (от -70 до -90°C).

В холодильных установках роль холодного источника выполняют воздух и содержимое холодильной камеры, в теплонасосных — речная вода, земля или атмосферный воздух. Горячим источни-

ком у первых служит окружающая среда (например воздух комнаты, где стоит холодильник), а у вторых — отапливаемое помещение. За счет затраты энергии теплота отнимается у холодного источника и передается горячему. В зависимости от потребности можно использовать или охлаждающий, или нагревающий эффекты. Установки, позволяющие переключением регулирующего органа переходить с режима охлаждения на режим нагрева (и наоборот) одного и того же помещения, называются кондиционерами воздуха.

Разработаны различные типы холодильных и теплонасосных установок. В паровых и воздушных компрессорных установках затрачивается механическая работа, в эжекционных и абсорбционных — теплота, в электрических и магнитных — электричество. В качестве холодильных и теплонасосных установок могут использоваться некоторые топливные элементы — они работают за счет затраты химической энергии. В данном подразделе рассматривается принцип работы, цикл и эффективность только паровой компрессорной установки.

Парокомпрессионные холодильные установки. Вследствие близости цикла таких установок к циклу Карно они обладают самой высокой эффективностью, а потому и шире распространены.

Рабочим телом, которое в холодильниках называется холодильным агентом, или хладоносителем, а в теплонасосных — теплоносителем, служат вещества, имеющие низкую температуру кипения. Первая установка этого типа работала на парах эфира, поз-

же стали применять сернистый ангидрид. В 30-х гг. XX в. были впервые использованы фреоны — углеводороды, в которых водород полностью или частично замещен галоидами, чаще фтором и хлором, например фреон-12 (CF_2Cl_2), фреон-22 (CHF_2Cl). До 20-х гг. применялись только поршневые компрессоры, затем в крупных установках их стали заменять винтовыми и лопаточными.

Работает установка так. Насыщенный пар хладагента сжимается компрессором 3 (рис. 2.21, а) и подается в конденсатор 2, где, теряя теплоту q_1 в окружающую среду, частично конденсируется. Эта парожидкостная смесь направляется в дроссельный вентиль 1, где ее давление и температура падают (роль вентилia в принципе может выполнить любая расширительная машина). После дросселя влажный пар небольшой сухости с низкой температурой поступает в испаритель 5, располагающийся в охлажденном помещении (шкафу) 4, за счет теплоты которого q_2 хладагент испаряется.

Термодинамический цикл (рис. 2.21, б) включает в себя следующие процессы: 1—2 — адиабатное сжатие хладагента в компрессоре, 2—3—4 — отвод теплоты q_1 в окружающую среду и конденсация, 4—5 — дросселирование, 5—1 — испарение хладагента за счет теплоты, отбираемой в испарителе q_2 .

Холодильный коэффициент вычисляется по формуле

$$\varepsilon_x = q_2 / l,$$

где l — работа, затрачиваемая на привод компрессора.

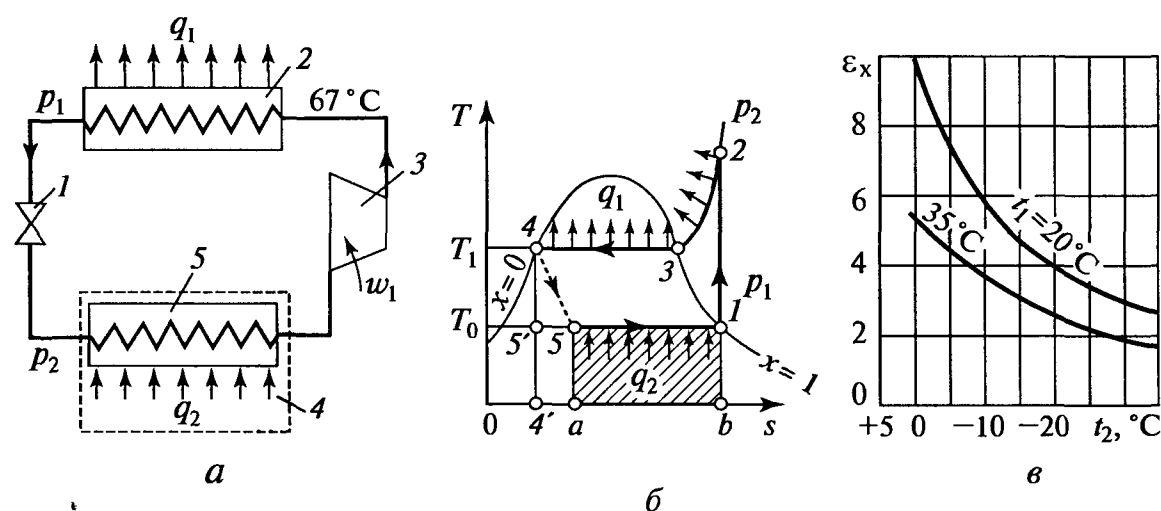


Рис. 2.21. Парокомпрессионная холодильная установка:

а — схема установки; 1 — дроссельный вентиль; 2 — конденсатор; 3 — компрессор; 4 — охлажденное помещение (шкаф); 5 — испаритель; б — цикл парокомпрессионной установки в T, s -координатах: 1...5, а, б — точки диаграммы; в — изменение коэффициента ε_x в зависимости от температур t_1 и t_2

Отсюда видно, что ε_x будет тем больше, чем выше температура в холодильнике и чем ниже температура среды, охлаждающей хладагент в конденсаторе (рис. 2.21, в). При равенстве этих температур $\varepsilon_x = \infty$.

Коэффициент использования теплоты или теплонасосный коэффициент определяется по формуле

$$\varepsilon_t = q_1 / l = (q_2 + l) / l = \varepsilon_x + 1.$$

Тепловые насосы. Тепловыми насосами называются установки, в которых за счет затраты работы производится отъем энергии от тел с более низкой температурой T_1 и передача ее другим телам с более высокой температурой T_2 . Применение тепловых насосов дает возможность использования энергии тел, имеющих сравнительно низкую температуру, например, окружающего воздуха, холодной воды и др.

Компрессорные тепловые насосы. На рис. 2.22 изображены принципиальная схема и идеальный цикл компрессионных тепловых насосов. Рабочее тело (любое из употребляемых в холодильных установках) засасывается в компрессор 1, где сжимается за счет затраты энергии двигателем до состояния сухого насыщенного или перегретого пара. Этому процессу соответствует изоэнтропа 1—2 идеального цикла. Сжатый пар нагнетается компрессором в конденсатор 2. Здесь при постоянных значениях давления и температуры пар конденсируется, отдавая определенное количество теплоты охлаждающей среде — воде или воздуху. За счет этой теплоты охлаждающая среда подогревается до такой температуры, при которой она может быть использована для различных бытовых нужд, в частности для отопления. Наиболее эффективная температура подогрева равна 60...70 °С. Процессу в конденсаторе соответствует линия 2—3. После конденсатора рабочее вещество в идеальном цикле поступает в расширительный цилиндр, где понижаются его давление и температура — изоэнтропный процесс 3—4. Отсюда рабочее тело поступает в испаритель 4, в котором

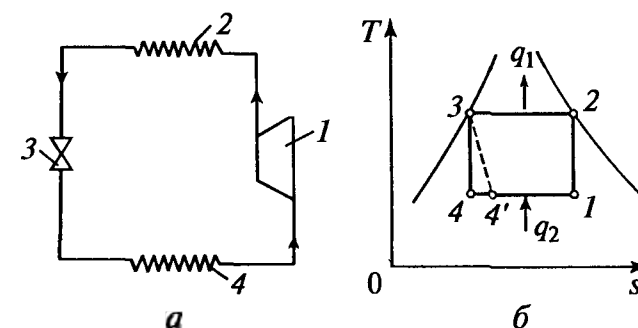


Рис. 2.22. Парокомпрессионный тепловой насос:

принципиальная схема (а): 1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — дроссельный клапан; 4 — испаритель; идеальный цикл теплового насоса (б): 1...4 — точки диаграммы

оно испаряется при неизменных значениях давления и температуры, отнимая определенное количество теплоты от тел, имеющих низкий температурный уровень, например от окружающего воздуха, холодной воды и т.д. Процессу в испарителе соответствует линия 4—1. Из испарителя влажный пар засасывается в компрессор, и работа установки повторяется. Идеальный цикл 1—2—3—4—1, представляющий собой обратный цикл Карно, замыкается в точке 1.

Если заменить расширительный цилиндр дроссельным клапаном 3, то цикл теплового насоса можно изобразить контуром 1—2—3—4'—1.

Эффективность тепловых насосов оценивается отопительным коэффициентом, или *коэффициентом преобразования* ψ , под которым понимается отношение количества теплоты q_1 , отданного 1 кг рабочего вещества в конденсаторе, к теплоте $q_1 - q_2$, эквивалентной работе, затраченной на осуществление цикла:

$$\psi = \frac{q_1}{l} = \frac{q_1}{q_1 - q_2}.$$

Коэффициент преобразования ψ и холодильный коэффициент связаны простым соотношением

$$\psi = \frac{q_1}{l} = \frac{q_2 + l}{l} = \varepsilon_x + 1.$$

В реальных установках теплового насоса $\psi = 2 \dots 4$.

Контрольные вопросы

1. Изобразите в p, v - и T, s -диаграммах основной цикл паросиловой установки (цикл Ренкина).
2. Каково влияние начальных и конечных параметров пара на термический КПД цикла паросиловой установки?
3. В чем заключается сущность повышения КПД паросиловой установки методом регенеративного подогрева питательной воды и применением промежуточного (вторичного) перегрева пара?
4. В чем заключается сущность теплофикации?
5. На каком принципе основана работа газотурбинной установки стационарного типа и воздушно-реактивного двигателя?
6. Опишите принципы работы и изобразите в p, v -диаграмме циклы ДВС со смешанным подводом теплоты, с подводом теплоты при постоянном давлении и с подводом теплоты при постоянном объеме. В чем заключается их основное различие?
7. Каковы основные принципы работы холодильной установки и теплового насоса?

Глава 3 ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

3.1. Основные понятия и определения

Теплообменом принято называть обмен тепловой энергией между физическими телами (или системами), вызванный наличием разности температур этих тел (или систем). Такой перенос теплоты в соответствии со вторым законом термодинамики всегда имеет определенное направление от более нагретых тел (или систем) к менее нагретым. Теплота может распространяться в любых веществах и даже в вакууме.

В реальных условиях теплообмен является сложным процессом. Однако для упрощения изучения различают три элементарных вида теплообмена: теплопроводность (кондукцию), конвекцию и тепловое излучение.

При *теплопроводности* перенос теплоты происходит за счет соударений и диффузии частиц тел, а также квантов упругих колебаний их кристаллических решеток — фононов — при макроскопической неподвижности всей массы вещества. В наиболее чистом виде теплопроводность можно наблюдать в твердых телах и тонких неподвижных слоях жидкости и газа. В металлах и полупроводниках теплообмен осуществляется за счет соударений и диффузии свободных электронов, а также упругих колебаний кристаллической решетки, т.е. теплопроводность складывается из двух слагаемых — электронной и фононной. В металлах вторая слагающая мала, в полупроводниках она больше, а в диэлектриках — является основной.

Основной закон теплопроводности — закон Фурье — является феноменологическим описанием процесса и имеет вид

$$q = -\lambda \operatorname{grad} t, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.1)$$

где q — удельный тепловой поток; λ — коэффициент теплопроводности вещества, Вт/(м · К); $\operatorname{grad} t$ — градиент температуры, град/м.

Под *конвекцией теплоты* понимают процесс передачи его из одной части пространства в другую перемещающимися макроско-

пическими объемами жидкости или газа. В зависимости от причины, вызывающей движение, конвекция может быть свободной (естественной) или вынужденной, происходящей за счет действия внешних сил. Естественное или свободное движение жидкости или газа, а следовательно, и конвекция теплоты вызывается разностью удельных весов неравномерно нагретой среды. Принудительное движение осуществляется нагнетателями (насосами, вентиляторами, компрессорами и др.).

Из определения конвекции следует, что количество передаваемой конвекцией в единицу времени теплоты прямо связано со скоростью движения среды. Теплота передается главным образом в результате происходящих потоков жидкости или газа (макрообъемов), но отчасти теплота распространяется и в результате обмена энергией между частицами, т.е. теплопроводности. Таким образом, конвекция всегда сопровождается теплопроводностью (кондукцией), и, следовательно, теплопроводность является неотъемлемой частью конвекции. Совместный процесс конвекции теплоты и теплопроводности называют конвективным теплообменом. Конвективный теплообмен между потоком теплоносителя и поверхностью называется конвективной теплоотдачей или теплоотдачей соприкосновением и выражается формулой Ньютона — Рихмана

$$q = \alpha \Delta t, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.2)$$

где q — удельный поток теплоты; α — коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·град); Δt — средняя разность температур между греющей средой и нагреваемой поверхностью (температурный напор), град.

Величину, обратную коэффициенту теплоотдачи $1/\alpha$, называют термическим сопротивлением. Коэффициент конвективной теплоотдачи зависит от многих факторов: скорости потока и характера движения, формы и размера обтекаемого тела, свойств и состояния среды и пр.

При теплообмене излучением (называемом также лучистой или радиационной теплоотдачей) тела не соприкасаются друг с другом и перенос теплоты между ними при наличии разности температур $T_1 > T_2$ осуществляется с помощью электромагнитной энергии. Происходит двойное превращение энергии — в теле с T_1 теплота превращается в излучение — носитель электромагнитной энергии, а в теле с T_2 в результате поглощения излучения электромагнитная энергия снова превращается в теплоту.

Результирующий тепловой поток от излучающей среды с абсолютной температурой $T_{\text{окр}}$ (К) к поверхности, средняя абсолютная температура которой равна T_c определяется по формуле, основанной на законе Стефана — Больцмана:

$$q = \sigma_0 \varepsilon_{\text{пр}} (T_{\text{окр}}^4 - T_c^4), \text{ Вт/м}^2,$$

где σ_0 — коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴); $\varepsilon_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты, зависящая от свойств изучающей среды и поверхности и выраженная в долях от степени черноты абсолютно черного тела, принимаемой за единицу.

Величина q также называется плотностью теплового потока.

Количество теплоты, передаваемое в единицу времени через произвольную поверхность F , в теории теплообмена принято называть мощностью теплового потока или просто тепловым потоком и обозначать буквой Q (Вт).

Следовательно

$$q = Q/F; \quad Q = qF.$$

Возможны любые сочетания из трех указанных элементарных видов теплообмена. Такой сложный теплообмен, всегда имеющий место в реальных условиях, называется собственно теплопередачей. Примером может служить теплообмен между топочными газами в паровом котле и водой, движущейся по трубам, расположенным в топке и газоходах. Передача теплоты от факела горящего топлива к наружным поверхностям стенок труб осуществляется за счет лучеиспускания, от горячих газов к этим поверхностям — конвективной теплоотдачи, через стенки труб — теплопроводности, а от внутренних стенок к воде — конвективной теплоотдачи.

3.2. Теплопроводность

Общие положения. Перенос теплоты за счет теплопроводности зависит от распределения температуры по объему тела. Совокупность значений температуры во всех точках тела в данный момент времени называется температурным полем. Математическое выражение температурного поля связывает температуру t с пространственными координатами любой точки x, y, z в данный момент времени τ :

$$t = f(x, y, z, \tau).$$

Если температура является функцией одних только пространственных координат (x, y, z), то такое поле называется стационарным, или установившимся. Однако часто температура каждой точки тела зависит также от времени τ , т.е. $t = f(x, y, z, \tau)$, и тогда поле называется нестационарным, или неустановившимся. Так, например, нагреваемая в печи стальная заготовка имеет нестационарное поле, а в прогретой стенке зда-

ния температура каждой точки не меняется во времени и ее температурное поле будет стационарным.

Очевидно, что для установившегося теплового режима

$$\frac{dt}{d\tau} = 0 \text{ и } t = f(x, y, z).$$

Поверхность, объединяющую точки равной температуры, называют изотермической.

По закону Фурье (3.1)

$$q = -\lambda \operatorname{grad} t = -\lambda \frac{dt}{d\tau}.$$

Коэффициент теплопроводности

$$\lambda = -\frac{q}{\operatorname{grad} t}.$$

Знак минус в уравнении (3.1) указывает на то, что вектор q направлен противоположно вектору $\operatorname{grad} t$, т.е. в сторону наибольшего уменьшения температуры (рис. 3.1).

Отсюда видно, что величина коэффициента теплопроводности есть количество теплоты, переносимой в единицу времени через единицу поверхности материала при падении температуры на один градус на единицу длины.

Опытным путем установлено, что коэффициент теплопроводности зависит от свойств вещества (плотности, структуры, влажности и т.п.) и параметров состояния (давления, температуры). Значения λ для различных веществ и условий сводятся в соответствующие таблицы (табл. 3.1). В ответственных случаях для специфических условий их определяют непосредственно в лаборатории. Зависимость λ от температуры для большинства материалов имеет линейный характер:

$$\lambda = \lambda_0 (1 + bt),$$

где λ_0 — значение λ при 0°C ; b — постоянная, зависящая от свойств материала.

Однако в технических расчетах значения λ принимаются обычно постоянными, равными среднеарифметическим в данных пределах изменения температуры.

Для решения задачи по определению количества теплоты, передаваемой теплопроводностью, было найдено дифференциальное уравнение теплопроводности при следующих допущениях: тело однородно, изотропно, физические параметры его постоянны.

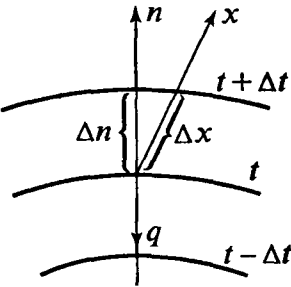


Рис. 3.1. К закону теплопроводности Фурье

Таблица 3.1

Коэффициенты теплопроводности

Вещество	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$
<i>Металлы</i>		
Серебро	—	2,3...418
Медь	0	418
Алюминий	0	392
Сталь	0	209
Ртуть	0	50,1
	0	8,2
<i>Строительные и изоляционные материалы</i>		
Кирпич шамотный	—	0,023...2,9
Кирпич красный	500	0,75
Песок (влажность 10 %)	0	0,6...0,66
Стеклянная вата (влажность 10 %)	0...40	0,57...0,83
Асбест	20...30	0,052
Котельная накипь	0	0,072
Ламповая сажа	100	0,08...2,3
	40	0,07...0,116
<i>Капельные жидкости</i>		
Вода	—	0,093...0,70
	0	0,55
	100	0,68
<i>Газы</i>		
Воздух	—	0,06...0,58
	0	0,0244
	1000	0,0805

Общее дифференциальное уравнение теплопроводности в декартовой системе координат имеет следующий вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c\rho} = a\nabla^2 t + \frac{q_v}{c\rho}, \tag{3.3}$$

где ∇^2 — дифференциальный оператор Лапласа; q_v — удельная объемная теплопроизводительность внутренних источников, Вт/м³; $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ — коэффициент температуропроводности, величина которого пропорциональна скорости прогрева (или остывания), м²/с; $\frac{\partial t}{\partial \tau}$ — скорость изменения температуры.

Наиболее простые соотношения получаются при условии стационарного (установившегося) режима, в которых температура тела не зависит от времени, т.е. $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$, а следовательно,

$$a\nabla^2 t + \frac{q_v}{c\rho} = 0 \text{ или } \nabla^2 t + q_v/\lambda = 0.$$

При отсутствии внутренних источников теплоты получим

$$\nabla^2 t = 0.$$

Далее будем рассматривать только стационарные (установившиеся) режимы теплопроводности для различных тел.

Теплопроводность плоской стенки. Из выражения (3.3) следует, что для плоской стенки, или иначе для неограниченной пластины, когда $\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0$, условие установившегося режима выражается уравнением

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0.$$

Решив это уравнение, получим $\frac{\partial t}{\partial x} = C_1$ и, следовательно,

$$t = C_1 x + C_2, \quad (3.4)$$

где C_1 и C_2 — постоянные интегрирования.

Отсюда вытекает, что в плоской стенке без внутренних источников теплоты температура распределяется по закону прямой линии (рис. 3.2, а).

Определив значения постоянных (приняв в первом случае $x = 0$, а во втором $x = \delta$) и подставив их в уравнение (3.4), найдем значение температуры в любой точке:

$$t_x = t_{c2} + \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta} x.$$

Тепловой поток, проходящий через 1 м² стенки, можно выразить следующим образом:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{(\delta/\lambda)}.$$

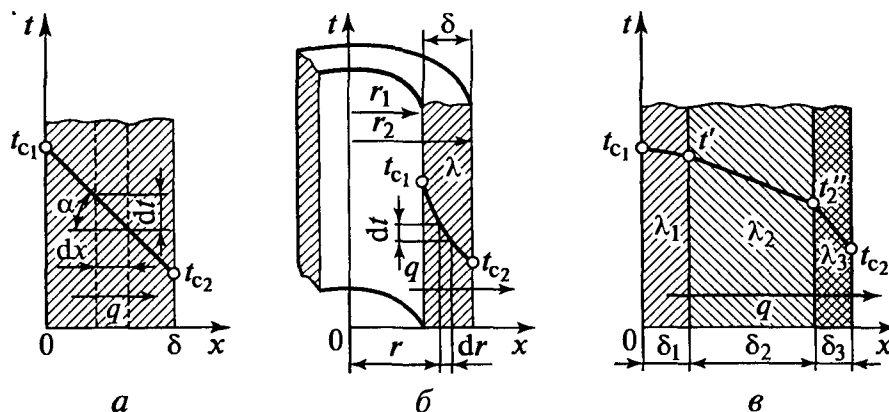


Рис. 3.2. Теплопроводность через плоскую (а), цилиндрическую (б) и многослойную (в) стенки

Закон Фурье можно записать в форме, аналогичной закону Ома в электротехнике, введя понятие теплового (термического) сопротивления:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R}, \text{ Вт/м}^2,$$

где $R = \frac{\delta}{\lambda}$ — тепловое (термическое) сопротивление стенки, м² · К/Вт.

Для многослойной сложной стенки, состоящей из n слоев, тепловое сопротивление будет равно сумме сопротивлений отдельных слоев:

$$R = \sum_1^n R_i = \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}.$$

Удельный тепловой поток может быть определен по формуле

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R} = \frac{\Delta t}{\sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}.$$

Распределение температур внутри многослойной стенки изображается ломаной линией (рис. 3.2, в).

Теплопроводность цилиндрической стенки трубы. Цилиндрические стенки часто встречаются в различных трубопроводах, в поверхностях нагрева всевозможных теплообменных аппаратов, котельных агрегатах и т. д. Требуется рассчитать тепловой поток, передаваемый через цилиндрическую стенку трубы. Задача о распространении теплоты в цилиндрической стенке при известных и постоянных температурах на внутренней и наружной поверхностях также одномерная, если ее рассматривать в цилиндрических координатах. Температура изменяется только вдоль радиуса (по координате r), а по длине трубы и ее периметру остается неизменной (рис. 3.2, б). В этом случае $\text{grad } t = dt/dr$ и закон Фурье будет иметь вид

$$q = -\lambda(dt/dr)$$

или

$$Q = Fq = 2\pi r l \lambda (dt/dr). \quad (3.5)$$

Интегрировать удобнее уравнение (3.5), так как тепловой поток не меняется по толщине стенки, а $q = Q/F \neq \text{const}$, поскольку площадь $F = 2\pi r l$, через которую проходит тепловой поток, зависит от радиуса.

Разделим переменные:

$$dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r}. \quad (3.6)$$

Интегрируя уравнения (3.6), получим

$$t = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{1}{r} + C.$$

Это уравнение показывает, что распределение температуры по радиусу стенки подчиняется логарифмическому закону (см. рис. 3.2, б). У внутренней поверхности, где кривизна стенки больше, температура меняется резче, чем у наружной.

Интегрирование уравнения (3.6) в определенных пределах (по t от t_{c1} до t_{c2} и по r от r_1 до r_2) дает зависимость для расчета теплового потока через цилиндрическую стенку:

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R}, \text{ Вт},$$

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln d_2/d_1,$$

где l и d — соответственно длина и диаметр трубы, м.

Количество теплоты, отнесенное к 1 м длины трубы, определяется по формуле

$$q_l = \frac{Q}{l} = 2\pi\lambda \frac{\Delta t}{\ln d_2/d_1}, \text{ Вт/м}.$$

Температура внутри стенки распределяется по логарифмической кривой, изображенной на рис. 3.2, б и определяется по формуле

$$t_x = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\ln(d_2/d_1)} \ln(d_x/d_1).$$

Для многослойной цилиндрической трубы, например стальной, покрытой n слоями тепловой изоляции, количество теплоты, отнесенное к 1 м длины трубы, определяется по формуле

$$q_l^n = \frac{Q}{l} = \frac{2\pi(t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{(i+1)}}{d_i}}.$$

3.3. Конвективный теплообмен

Общие положения. Обычно жидкие и газообразные теплоносители нагреваются или охлаждаются при соприкосновении с поверхностью твердых тел. Например, дымовые газы в печах отдают свое тепло нагреваемым заготовкам, а в паровых котлах — трубам, внутри которых греется или кипит вода; воздух в комнате нагревается от горячих приборов отопления и т. д. Процесс теплообмена между поверхностью твердого тела и жидкостью называется теплоотдачей, а поверхность тела, через которую переносится теплота, — поверхностью теплообмена или теплоотдающей поверхностью.

Согласно закону Ньютона—Рихмана тепловой поток в процессе теплоотдачи пропорционален площади поверхности теплообмена F и разности температур поверхности t_c и жидкости $t_{ж}$:

$$Q = \alpha F |t_c - t_{ж}|.$$

В процессе теплоотдачи, независимо от направления теплового потока Q (от стенки к жидкости или наоборот), значение его принято считать положительным, поэтому разность $t_c - t_{ж}$ берут по абсолютной величине, т. е. просто из большего значения вычитают меньшее.

Коэффициент пропорциональности α , называемый коэффициентом теплоотдачи, характеризует интенсивность процесса теплоотдачи [Вт/(м²·К)].

Удельный тепловой поток определяют по формуле (3.2):

$$q = \frac{Q}{F} = \alpha(t_c - t_{ж}) = \alpha\Delta t, \text{ Вт/м}^2,$$

где $\Delta t = t_c - t_{ж}$ — температурный напор теплоотдачи.

При использовании формулы (3.2) основные трудности состоят в определении коэффициента теплоотдачи α , являющегося функцией многих переменных, взаимные связи которых определяются системой сложных и труднорешаемых дифференциальных уравнений.

Ранее было установлено, что α зависит от коэффициента теплопроводности λ и скорости потока w , коэффициента кинематической вязкости ν , теплоемкости c , температуры жидкости $t_{ж}$ и стенки t_c и других факторов (форм поверхности Φ , размеров поверхности l_1, l_2, l_3). Таким образом

$$\alpha = f(w, \lambda, c, \rho, \mu, t_{ж}, t_c, \Phi, l_1, l_2, \dots).$$

Из-за большого числа переменных очень трудно разработать формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи математичес-

ким путем. Теория пограничного слоя позволяет вывести приближенные аналитические решения, которые наиболее близки к практике. Но чаще всего значения коэффициентов теплоотдачи определяют по экспериментальным формулам.

Для изучения процессов теплообмена и упрощения задачи получения надежных данных по величине коэффициентов теплообмена большое значение имеет теория подобия физических процессов и теория теплового моделирования.

В теории подобия физических процессов рассматриваются условия подобия физических явлений. Для установления подобия и моделирования таких явлений отдельные физические размерные величины объединяют в безразмерные комплексы, так называемые критерии подобия, рассматривая которые как новые переменные, можно получить опытные зависимости, оказывающиеся действительными и за пределами проведенного эксперимента.

В соответствии с теорией подобия при правильно выбранной структуре критериев подобия они имеют свойство сохранять одно значение для группы подобных явлений. Иначе говоря, если физические процессы подобны, то одноименные критерии подобия этих процессов имеют одинаковую величину. Наиболее часто в уравнениях конвективного теплообмена используются критерии (комплексы) подобия, приведенные в табл. 3.2, которым присвоены имена выдающихся ученых в области теплопередачи и гидродинамики.

Коэффициент теплоотдачи α определяют с помощью экспериментов на моделях и, используя теорию подобия, переносят полученные результаты на полномерные объекты. Для этого на

Таблица 3.2

Основные критерии подобия и их физический смысл

Формула	Название критерия	Величины, входящие в критерий	Значение критерия
$Re = \frac{wd}{\nu}$	<i>Критерий Рейнольдса</i> (критерий режима движения жидкости)	w — скорость потока, м/с; d — эквивалентный диаметр канала; ν — коэффициент кинематической вязкости, м ² /с	Характеризует гидродинамический режим движения, являясь мерой отношения сил инерции и вязкости. При малых силах инерции и больших силах вязкости движение ламинарное, в противоположном случае — турбулентное

Формула	Название критерия	Величины, входящие в критерий	Значение критерия
$Gr = \frac{\beta_p g l^3 \Delta t}{\nu^2}$	<i>Критерий Грасгофа</i> (критерий подъемной силы)	$\beta_p = \frac{1}{\nu_p} \left(\frac{\partial \nu}{\partial T} \right)_p$ — коэффициент объемного расширения, К ⁻¹ ; $\beta_p = 1/T$ — для идеального газа; Δt — разность температур в двух точках системы потока и стенки, К. Если $\rho_{ж}$ и ρ_c — плотности жидкости в двух точках системы, то $\frac{\rho_{ж} - \rho_c}{\rho_{ж}} = \beta \Delta t$; $\beta = \frac{1}{273+t}$	Характеризует гидродинамическое подобие при свободном движении жидкости; отражает соотношение между подъемной силой, заставляющей всплывать нагретые частицы теплоносителя (архимедова сила), и силой вязкостного трения, препятствующей подъему этих частиц. Чем Gr выше, тем свободное движение интенсивнее
$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$	<i>Критерий Нуссельта</i> (критерий теплоотдачи)	α — коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м ² ·К), l — геометрический размер, м	Характеризует отношение между интенсивностью теплоотдачи и температурным полем в пограничном слое потока. Чем Nu выше, тем интенсивнее процесс конвективного теплообмена
$Pr = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$	<i>Критерий Прандтля</i> (критерий физических свойств жидкости)	c_p — теплоемкость жидкости при постоянном давлении, Дж/(кг·К); $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ — коэффициент температуропроводности, м ² /с; λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К)	Характеризует физические свойства жидкости и способность распространения теплоты в жидкости. Для газов $Pr = 0,67 \dots 1,0$ и зависит только от атомности, для жидкостей $Pr = 1 \dots 2500$, для жидких металлов $Pr = 0,005 \dots 0,05$
$Pe = \frac{wd}{a} = Re \cdot Pr$	<i>Критерий Пекле</i> (критерий теплового подобия)	То же	Характеризует отношение теплопроводного и конвективного переноса теплоты в потоке

Таблица 3.3

Ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи

Условия конвективного теплообмена	α , Вт/(м ² · К)
Газы при естественной конвекции	6...100
Вода при естественной конвекции	100...1000
Газы при движении в трубах или между ними	12...300
Вода при движении в трубах или между ними	1000...1200
Кипение воды в трубах (пузырьковое)	580...52 000 и выше
Конденсация водяного пара пленочная	4650...17 500
Конденсация водяного пара капельная	46 500...140 000

основе опытов составляются критериальные уравнения типа (α входит в $Nu = \alpha l / \lambda$):

$$Nu = f(Re, Gr, Pr).$$

При вынужденном движении жидкости влияние свободной конвекции незначительно и критерий Грасгофа Gr можно не учитывать:

$$Nu = f(Re, Pr).$$

Если жидкость движется свободно, то исключается Re :

$$Nu = f(Gr, Pr).$$

Многолетние эксперименты в области конвективного теплообмена позволили накопить большое количество опытных данных по определению α для различной совокупности влияющих на него факторов и практически часто встречающихся компоновок теплообменных аппаратов (табл. 3.3).

Увеличение α при переходе от газов к жидкой воде свидетельствует о том, что при выборе теплоносителя при прочих приемлемых условиях следует отдавать предпочтение последним.

Теплоотдача при естественной конвекции. Естественная конвекция (свободное движение теплоносителя) в больших объемах наблюдается при отоплении помещений, отдаче теплоты в окружающую среду от нагретых поверхностей теплообменных аппаратов (парогенераторов, теплообменников), а также при нагревании жидкостей в больших сосудах. Характер движения жидкости при естественной конвекции в неограниченном пространстве показан на рис. 3.3.

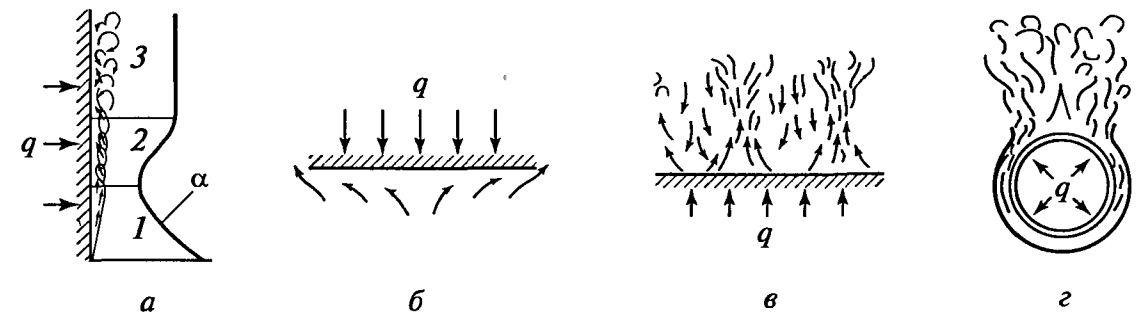


Рис. 3.3. Характер движения жидкости при естественной конвекции в неограниченном пространстве:

а — нагреве вертикальной стенки; б — нагреве горизонтальной стенки сверху; в — нагреве горизонтальной стенки снизу; г — нагреве горизонтальной трубы изнутри; 1...3 — соответственно ламинарный, локонообразный и турбулентный участки движения жидкости

Тепло, поступающее от источника, создает разность температур в обогреваемой подвижной среде, вследствие чего возникают градиенты плотности среды, формирующие гравитационные подъемные силы.

В неограниченном пространстве могут быть три режима движения жидкости (см. рис. 3.3, а): ламинарный 1, локонообразный 2 и турбулентный 3. Переход из первого режима в третий происходит по мере прогрева жидкости и утолщения в связи с этим пограничного слоя. С изменением характера движения изменяется и величина α . На участке 1 вследствие увеличения толщины пограничного слоя его термическое сопротивление возрастает и α убывает, на участке 2 коэффициент α резко возрастает, достигая постоянного значения при турбулентном режиме (участок 3). Таким образом, при теплоотдаче в неограниченном пространстве главную роль играет протяженность поверхности, а не ее геометрическая форма.

В общем случае для определения α можно пользоваться критериальным уравнением М. А. Михеева (табл. 3.4):

$$Nu = C(Gr Pr)^m, \alpha = C\lambda(Gr Pr)^m/l. \quad (3.7)$$

Уравнение (3.7) применимо для тел любой формы при омывании их любыми капельными жидкостями и газами при $Pr \geq 0,7$. За

Таблица 3.4

Зависимость констант C и m в уравнении (3.7) от значения произведения критериев $Gr Pr$

Константа	$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7 \dots 10^{13}$
C	1,18	0,54	0,135
m	0,125	0,250	0,33

определяющую температуру принимают среднюю температуру пограничного слоя $t_m = 0,5(t_{\text{ж}} + t_c)$, за определяющий геометрический размер: для труб и шаров — их диаметр, а для плоских стенок — их высоту.

Теплоотдача в замкнутом ограниченном пространстве не может развиваться свободно, поэтому условия теплообмена в этом случае определяются формой и размерами пространства (рис. 3.4). Рассчитать такой теплообмен очень трудно. Для упрощения расчета сложный процесс теплообмена заменяют теплопроводностью путем введения понятия эквивалентного коэффициента теплопроводности

$$\lambda_{\text{экв}} = Q\delta/(\Delta t F),$$

где δ — толщина (ширина) замкнутого пространства (см. рис. 3.4).

Влияние конвекции учитывается коэффициентом конвекции, представляющим собой отношение $\lambda_{\text{экв}}$ к λ той же среды при средней ее температуре: $\varepsilon_k = \lambda_{\text{экв}}/\lambda = f(\text{Gr Pr})$. В приближенных расчетах при $(\text{Gr}_{\text{ж}} \text{Pr}_{\text{ж}}) > 10^3$ принимают

$$\varepsilon_k = 0,18 (\text{Gr Pr})^{0,25}.$$

После этого определяются $\lambda_{\text{экв}} = \varepsilon_k \lambda$ и $q = \lambda_{\text{экв}} \Delta t$.

Теплоотдача при вынужденном движении. Она имеет место в различных теплообменных устройствах, поскольку широкие возможности изменения скорости потока в них позволяют легко изменять интенсивность теплоотдачи.

Вынужденное движение рабочего тела, осуществляемое при помощи нагнетателей — насосов, вентиляторов, компрессоров, является самым распространенным в технике.

Движение может быть *ламинарным* (вязкостным) или, чаще всего, *турбулентным*. Характер движения определяется значением критерия Рейнольдса — $\text{Re} = wd/\nu$. Ламинарный режим наблюдается при

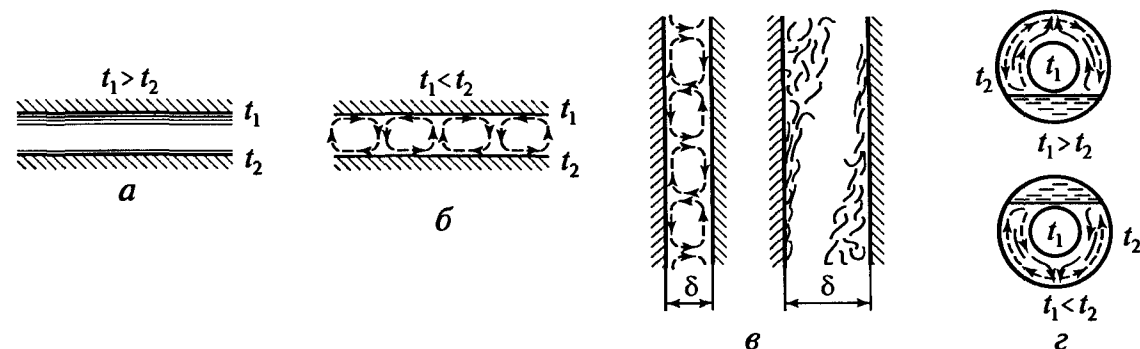


Рис. 3.4. Характер естественного движения жидкости, находящейся в ограниченном пространстве:

а — горизонтальная прослойка при нагреве сверху, б — горизонтальная прослойка при нагреве снизу; в — вертикальная прослойка разной ширины; г — цилиндрические щели при обогреве изнутри и снаружи

$\text{Re} < 2300$. Турбулентное движение может быть при $\text{Re} > 3000$, но стабильный турбулентный режим наблюдается в обычных условиях при $\text{Re} > 1 \cdot 10^4$. Между значениями Re от 2300 до 10 000 движение может носить неустойчивый характер (переходной режим).

При ламинарном потоке жидкость движется несмешивающимися геометрически подобными струями, а при турбулентном — поток пронизывается хаотически движущимися вихрями и жидкость перемешивается. Чем больше турбулентность, тем интенсивнее перемешивается жидкость, однако температура теплоносителя по сечению практически постоянна и поэтому роль свободной конвекции, зависящей от разности температур, заметно го влияния на теплоотдачу не оказывает.

У стенки всегда наблюдается *вязкий подсло* (ламинарный пограничный слой), в котором жидкость движется крайне медленно и как бы прилипает к поверхности. Тепло через этот тонкий слой распространяется за счет теплопроводности и в нем наблюдается резкое падение температуры — от температуры жидкости до температуры стенки. Пограничный слой ограничивает теплоотдачу от жидкости к стенке.

При ламинарном движении в трубах перенос теплоты в радиальном направлении осуществляется за счет теплопроводности и теплоотдачи от жидкости к стенке (или наоборот) и протекает медленно вследствие малой теплопроводности жидкости.

Для расчета теплоотдачи при вынужденном движении жидкости внутри или снаружи круглой трубы (рис. 3.5, а, б) применяются критериальные уравнения типа

$$\text{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^n$$

или

$$\alpha = C \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w\rho d}{\mu} \right)^m \text{Pr}^n,$$

в которых C , m и n определяются по опытным данным в зависимости от условий эксперимента. Графическое изображение этой зависимости (рис. 3.5, в) показывает, что при ламинарном движении ($\text{Re} > 2300$) величина Nu , а следовательно, и α изменяются незначительно, т. е. мало зависят от скорости потока. При турбулентном режиме эта зависимость усиливается.

При ламинарном течении любой жидкости рекомендуется следующее критериальное уравнение М. А. Михеева:

$$\text{Nu} = 0,17 \text{Re}_{\text{ж}}^{0,33} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \text{Gr}_{\text{ж}}^{0,1} (\text{Pr}_{\text{ж}}/\text{Pr}_c)^{0,25}. \quad (3.8)$$

Определяющей температурой является температура жидкости, определяющим размером — эквивалентный диаметр $d_{\text{экв}} = 4F/\Pi$, где F — площадь сечения канала, Π — периметр сечения. Критерий

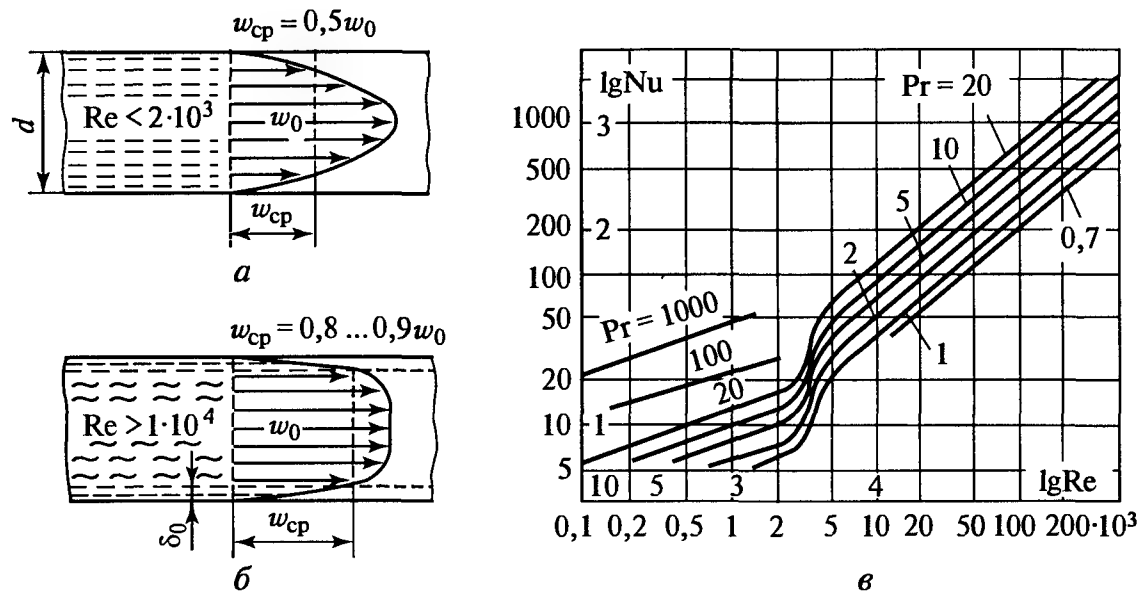


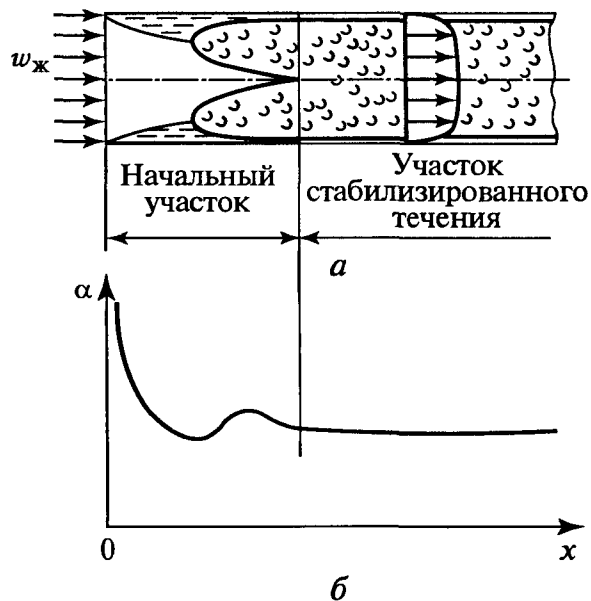
Рис. 3.5. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости:

a, б — распределение скоростей по сечению трубы при ламинарном и турбулентном режимах; *в* — характер изменения интенсивности теплоотдачи

Pr_c выбирается по средней температуре стенки. Параметр $Pr_{ж}/Pr_c$ учитывает влияние направления теплового потока и температурного напора. Уравнение (3.8) применимо в широком диапазоне значений Pr и Gr .

При *турбулентном движении* в результате интенсивного перемешивания температура жидкости по сечению ядра практически одинакова, поэтому критериальное уравнение для этого случая имеет следующий вид:

$$Nu = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}. \quad (3.9)$$

Рис. 3.6. Образование пограничного слоя (*a*) и распределение местного коэффициента теплоотдачи (*б*) при турбулентном течении теплоносителя внутри трубыЗначения поправочного коэффициента ϵ_l

$Re = \frac{wd}{\nu}$	Значения l/d			
	5	10	20	40
$1 \cdot 10^4$	1,34	1,23	1,13	1,03
$5 \cdot 10^4$	1,18	1,13	1,08	1,02
$1 \cdot 10^5$	1,15	1,1	1,06	1,02
$1 \cdot 10^6$	1,08	1,05	1,03	1,01

Определяющие параметры те же, что и в уравнении (3.8). Эта формула применима для всех капельных и газообразных жидкостей ($Pr_{ж} = 0,7 \dots 2500$) при $Re > 10^4$.

Уравнения (3.8) и (3.9) применимы для расчета теплоотдачи в каналах любой формы поперечного сечения, а также для продольно омываемых пучков труб при $l/d_{экр} > 50$ со стабилизированным ламинарным или турбулентным течением.

При расчете теплообмена в относительно коротких трубах необходимо учитывать влияние начального участка, где коэффициент теплоотдачи выше (рис. 3.6).

В этом случае для расчета среднего числа Nu по всей длине трубы необходимо умножить Nu на поправочный коэффициент ϵ_l (табл. 3.5).

Поперечное обтекание одиночной трубы и пучка труб. Экспериментальные данные по теплоотдаче при поперечном обтекании одиночной круглой трубы (рис. 3.7) спокойным нетурбулизированным потоком обобщаются формулой

$$Nu = (0,43 + C Re_{ж}^n Pr_{ж}^{0,38}) \epsilon_{\phi}. \quad (3.10)$$

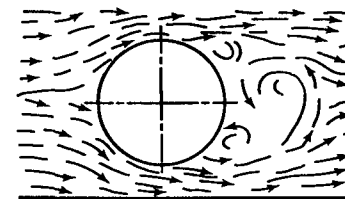


Рис. 3.7. Обтекание одиночной трубы поперечным потоком

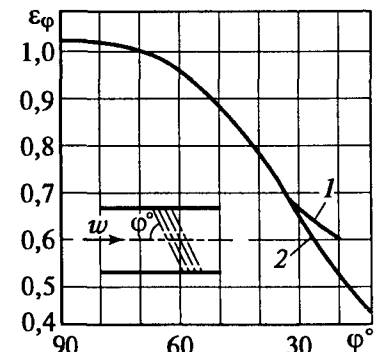
Рис. 3.8. Зависимость ϵ_{ϕ} от угла между направлением потока и осями труб для одиночной трубы (1) и для пучка труб (2)

Таблица 3.6

Значения постоянных C и n в формуле (3.10)

$Re = \frac{wd}{\nu}$	C	n
$1 \dots 4 \cdot 10^3$	0,55	0,50
$4 \cdot 10^3 \dots 4 \cdot 10^4$	0,20	0,62
$4 \cdot 10^4 \dots 4 \cdot 10^5$	0,027	0,80

Параметры теплоносителя в формуле (3.10) соответствуют условиям набегающего потока, а определяющим размером является наружный диаметр трубы.

Значения коэффициента C и показателя степени n в зависимости от критерия Re приведены в табл. 3.6.

Коэффициент ε_ϕ учитывает угол между направлением течения потока и осью трубы. Наибольшие значения α ($\varepsilon_\phi = 1$) наблюдаются при расположении труб перпендикулярно потоку. Если труба наклонена, то значение ε_ϕ можно определить по графику (рис. 3.8).

Во многих теплообменниках трубы располагаются в виде коридорных (рис. 3.9, а) или шахматных (рис. 3.9, б) пучков. Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании таких пучков в интервале $Re = 10^3 \dots 10^5$ можно рассчитать по формуле

$$Nu = C Re_\kappa^n Pr_\kappa^{0,33} (Pr_\kappa / Pr_c)^{0,25} \varepsilon_\phi \varepsilon_s. \quad (3.11)$$

Для шахматных пучков $C = 0,41$, $n = 0,6$, для коридорных $C = 0,26$, $n = 0,65$. Определяющим размером в формуле (3.11) является наружный диаметр труб, определяющей температурой — среднее значение между температурами жидкости до пучка и после него. Скорость w рассчитывается как отношение объемного расхода теплоносителя при t_κ к наиболее узкому сечению в пучке, ширина которого меньше ширины полного сечения канала на величину произведения наружного диаметра труб на их число в одном ряду. Поправочный коэффициент ε_s учитывает влияние поперечного s_1 и продольного s_2 шагов. Для шахматного пучка

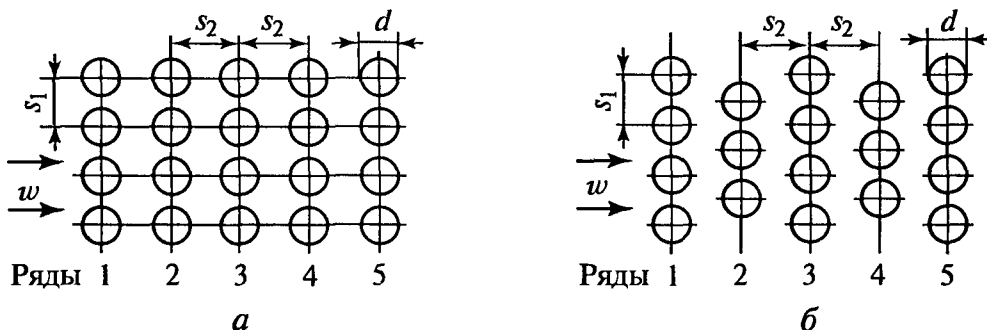


Рис. 3.9. Расположение труб в коридорных (а) и шахматных (б) пучках

$$\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6} \text{ при } s_1/s_2 < 2;$$

$$\varepsilon_s = 1,12 \text{ при } s_1/s_2 \geq 2.$$

Для коридорного пучка

$$\varepsilon_s = (s_2/d)^{0,15}.$$

При прочих одинаковых условиях коэффициент теплоотдачи от труб шахматного пучка выше, чем от труб коридорного, вследствие большей турбулизации потока в шахматном пучке.

Теплоотдача при кипении жидкости. Фазовые превращения вещества — кипение, испарение, конденсация, сублимация — сопровождаются существенным изменением условий теплообмена около поверхности. Переход теплоносителя из одного агрегатного состояния в другое влияет на механизм и интенсивность теплообмена.

Теплообмен при кипении воды является важнейшим процессом, протекающим в парогенераторах (котлах), различных испарителях и атомных реакторах, и по своей физической сущности отличается большой сложностью.

Процесс парообразования (кипение) характеризуется образованием новых свободных поверхностей раздела жидкой и паровой фаз внутри жидкости, нагретой выше температуры насыщения (рис. 3.10).

Возникновение процесса кипения возможно только при наличии в жидкости центров парообразования, которыми являются взвешенные частички и неровности, микротрещины поверхности нагрева, а также адсорбированные на поверхности нагрева газы. При испарении жидкости в полости пузырей объем их увеличивается, и пузыри, достигнув определенного размера, отрываются от стенки. Размер пузыря при обрыве определяется условиями механического равновесия между подъемной силой, стремящейся оторвать пузырек от поверхности, и силой поверхностного натяжения, удерживающего его на поверхности.

После зарождения паровые пузыри быстро растут, отрываются от поверхности и всплывают, но небольшие части их остаются на поверхности и служат зародышами следующих пузырей (см. рис. 3.10).

Сами пузыри забирают от обогреваемой поверхности немного теплоты, но они интенсивно перемешивают жидкость во всем объеме и, главное, — в пограничном слое, приводя к резкой интенсификации теплоотдачи к кипящей жидкости по

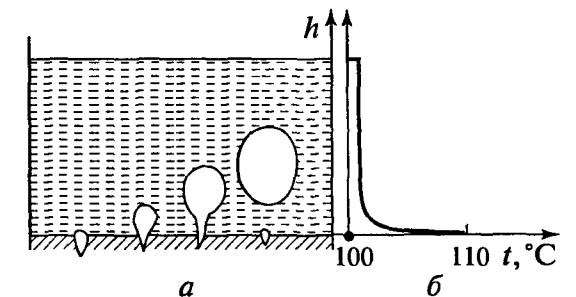


Рис. 3.10. Схема зарождения паровых пузырей в микротрещине обогреваемой поверхности (а) и распределение температур по высоте сосуда с кипящей водой (б)

сравнению с обычной естественной конвекцией. Число центров парообразования на греющей поверхности увеличивается по мере роста плотности теплового потока q , поскольку при этом увеличивается перегрев жидкости у стенки.

Механизм парообразования и интенсивность теплообмена определяются разностью температур стенки и жидкости (температурным напором) $\Delta t = t_c - t_{ж}$. На рис. 3.11 изображена типичная зависимость коэффициента теплоотдачи и тепловой нагрузки (плотности теплового потока) от температурного напора.

При значениях $\Delta t < 5^\circ\text{C}$ количество отделяющихся от поверхности нагрева пузырьков невелико и пузырьки еще не способны вызвать существенное перемешивание жидкости. В этих условиях интенсивность теплообмена определяется свободным движением жидкости и коэффициент теплоотдачи слабо увеличивается с ростом Δt . Такой режим кипения называется конвективным (зона естественной конвекции на рис. 3.11).

Дальнейшее увеличение температурного напора Δt сопровождается ростом числа пузырьков пара, и их движение после отрыва вызывает интенсивное перемешивание жидкости. Наступает режим развитого пузырькового кипения, при котором коэффициент теплоотдачи и тепловая нагрузка резко возрастают (зона пузырькового кипения на рис. 3.11).

При некоторой величине Δt отдельные пузырьки пара начинают соединяться и образуют паровую пленку, которая покрывает сначала отдельные участки поверхности нагрева, а затем отделяет полностью жидкость от поверхности нагрева. Пленка периодически разрушается и уходит от поверхности в виде больших пузырей. Вместо разрушившейся пленки возникает новая. Такое кипение называется пленочным.

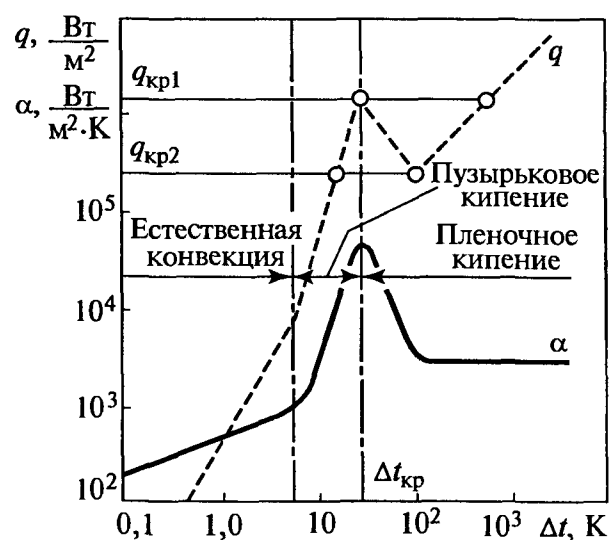


Рис. 3.11. Зависимость плотности теплового потока q и коэффициента теплоотдачи α от перегрева стенки $\Delta t = t_c - t_{ж}$ (в логарифмических координатах)

В этих условиях теплота передается от поверхности нагрева к жидкости путем теплопроводности, конвективного теплообмена и излучения, а испарение происходит с поверхности пленки. Так как теплопроводность пара значительно меньше теплопроводности жидкости, то появление паровой пленки приводит к резкому уменьшению коэффициента теплоотдачи (зона пленочного кипения на рис. 3.11).

Когда пленка устойчиво покрывает всю поверхность нагрева, условия теплообмена стабилизируются и при дальнейшем росте Δt коэффициент теплоотдачи остается практически неизменным, а тепловая нагрузка увеличивается пропорционально Δt .

В области перехода пузырькового кипения в пленочное зависимость $q = f(\Delta t)$ имеет максимальное значение. Величины Δt , q , α , соответствующие моменту перехода пузырькового режима кипения в пленочное, называются критическими.

Критические параметры, соответствующие переходу пузырькового кипения в пленочное, для воды составляют: $\Delta t_{кр} = 25^\circ\text{C}$; $\alpha_{кр} = 46\,500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $q_{кр} = 1,16 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

В технике стараются не приближаться к критической тепловой нагрузке $q_{кр1}$, соответствующей переходу к пленочному режиму кипения. Дело в том, что в аппаратах, в которых тепловой поток задается независимо от интенсивности теплоотдачи (например в электронагревателях), случайное даже непродолжительное по времени превышение тепловой нагрузки над $q_{кр1}$ приведет к переходу в пленочный режим кипения и температура нагревателя резко возрастет — почти на 1000°C (см. рис. 3.11). Даже легированные стали не выдерживают столь высоких температур. Обратный переход к пузырьковому кипению происходит только при достаточно сильном снижении тепловой нагрузки (до $q_{кр2}$).

Для расчета α для воды при пузырьковом режиме кипения и $p = 1 \dots 200$ бар можно использовать формулу

$$\alpha = 3,4 q^{0,7} p_s^{0,18} = 33,4 \Delta t^{2,33} p_s^{0,5},$$

где q — тепловая нагрузка, $\text{Вт}/\text{м}^2$; p_s — давление насыщенных паров воды; Δt — температурный напор ($\Delta t = t_c - t_{ж}$).

Теплоотдача при конденсации. Переход вещества из газообразного состояния в жидкое называют конденсацией. Различают конденсацию в объеме пара или парогазовой смеси и конденсацию на поверхности твердого тела или жидкости, с которыми пар находится в контакте. Чаще на практике встречается поверхностная конденсация (конденсаторы турбин, теплообменные аппараты и др.).

Конденсат выпадает на поверхность твердого тела в виде сплошной пленки и в виде отдельных капель жидкости, т.е. конденсация может иметь пленочный или капельный характер. Возможна и

смешанная конденсация, при которой на различных участках поверхности наблюдаются как пленочная, так и капельная конденсация.

Освобождающаяся при конденсации теплота передается холодной поверхности. При пленочной конденсации пар отделен от стенки тонким слоем конденсата, который создает значительное термическое сопротивление тепловому потоку. При капельной конденсации возможен непосредственный контакт пара со стенкой, поэтому теплообмен протекает во много раз интенсивнее, чем при пленочной конденсации (в 5...10 раз).

На рис. 3.12, а показан процесс пленочной конденсации на вертикальной поверхности. По мере стекания конденсата по высоте h количество конденсата увеличивается, соответственно возрастают толщина пленки δ и средняя по толщине скорость течения конденсата. При значениях числа Рейнольдса $Re = wd/v$, превышающих $Re_{кр} = 400$, ламинарное течение переходит в турбулентное.

На коэффициент теплоотдачи оказывает влияние направление движения пара. Движение пара вдоль вертикальной стенки вниз увеличивает скорость течения пленки, уменьшает ее толщину и увеличивает коэффициент теплоотдачи. При противоположном движении пара и пленки наблюдается обратный эффект.

В многорядных пучках труб конденсат стекает с верхних рядов на нижние, и пленка становится все толще, а α — все меньше (рис. 3.12, б и в). Для борьбы с этим явлением разработаны оптимальные комбинации расположения труб в пучке (например в конденсаторах паротурбинных установок). Наибольшее значение

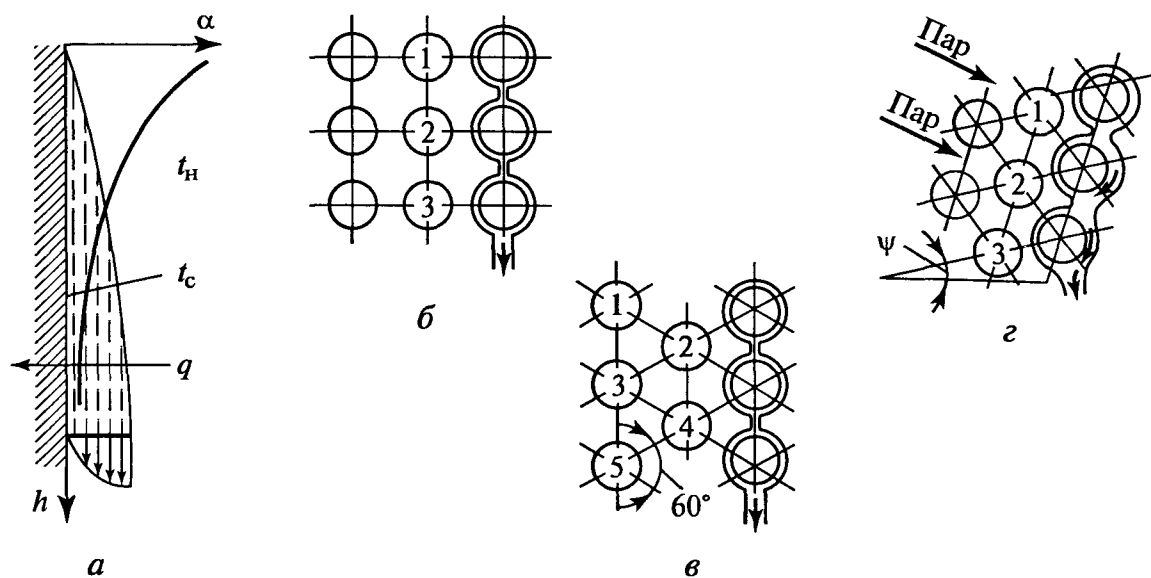


Рис. 3.12. Изменение коэффициента теплоотдачи по высоте пластины при пленочной конденсации пара (а) и схемы расположения труб 1...5 в конденсаторах: коридорная (б); ромбическая (в); ромбическая с утонченной пленкой (г)

α имеет при ромбическом расположении труб под углом 60° в пучке, повернутым на угол ψ . Такое расположение носит название схемы Жинаба (рис. 3.12, г).

Большое влияние на интенсивность теплоотдачи при конденсации оказывает содержание газов в паре. Скапливаясь у теплоотдающих или теплопринимающих поверхностей, газы резко уменьшают коэффициент теплоотдачи (за счет малого значения их теплопроводности). Так, наличие в паре 2 % воздуха уменьшает α примерно в три раза. Поэтому в теплообменниках с двухфазной средой предусматривают отсос газов и продувку застойных зон.

На основании обобщения опытных данных с различными жидкостями и теоретического анализа, проведенного Нуссельтом, получены следующие расчетные формулы.

Среднее значение α для всей высоты H стенки определяют по формуле

$$\alpha = 0,943 \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 g \lambda^3}{\mu (t_n - t_c) H}}, \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (3.12)$$

Физические константы конденсата λ , ρ , μ берут при средней температуре $t_{cp} = 1/2(t_n + t_c)$. Формула (3.12) пригодна не только для плоскости, но и для вертикальных труб и цилиндров.

Для горизонтальных труб диаметром d (м), заменяя $\mu/g = \nu$, имеем:

$$\alpha = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho g r}{\nu d (t_n - t_c)}}, \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Приведенные формулы относятся к ламинарному движению пленки, когда критерий $Re = w\delta/\nu < 400$ (при неподвижном паре). При турбулентном движении коэффициент теплоотдачи становится больше.

3.4. Лучистый теплообмен

Основные определения. Тепловое излучение есть результат превращения внутренней энергии тел в энергию электромагнитных колебаний. При попадании тепловых лучей (волн) на другое тело их энергия частично поглощается им, снова превращаясь во внутреннюю. Так осуществляется лучистый теплообмен между телами.

Из курса физики известно, что все тела при температурах, отличных от абсолютного нуля, излучают и поглощают кванты электромагнитного поля — фотоны, распространяющиеся со скоростью света ($c = 3 \cdot 10^8$ м/с).

При температурах, с которыми обычно имеют дело в технике, основное количество энергии излучается при длине волны λ от 0,8 до 400 мкм. Эти лучи принято называть *тепловыми* (*инфракрасными*). Излучение состоит из видимого (светового) спектра (от 0,4 до 0,8 мкм) и инфракрасного спектра (от 0,8 до 400 мкм).

Тепловой поток, излучаемый на всех длинах волн с единицы поверхности тела по всем направлениям, называется *поверхностной плотностью потока интегрального излучения* E (Вт/м²).

Излучательная способность определяется природой данного тела и его температурой (собственное излучение тела).

Поскольку свет и тепловое излучение имеют одинаковую природу, между ними много общего. Часть энергии излучения $E_{\text{пад}}$, падающей на тело (рис. 3.13), поглощается (E_A), часть отражается (E_R) и часть проникает сквозь него (E_D). Таким образом,

$$E_A + E_R + E_D = E_{\text{пад}}.$$

Это уравнение теплового баланса можно записать в безразмерной форме:

$$A + R + D = 1.$$

Величина $A = E_A/E_{\text{пад}}$ называется *коэффициентом поглощения*, $R = E_R/E_{\text{пад}}$ — *коэффициентом отражения*, $D = E_D/E_{\text{пад}}$ — *коэффициентом пропускания*.

Тело, поглощающее все падающее на него излучение, называется *абсолютно черным*. Для этого тела $A = 1$. Тела, для которых коэффициент $0 < A < 1$ и не зависит от длины волны падающего излучения, называются *серыми*. Для абсолютно белого тела $R = 1$, для абсолютно прозрачного тела $D = 1$.

Если поверхность поглощает тепловые лучи, но не поглощает световые, она не кажется черной. Более того, наше зрение может воспринимать такую поверхность как белую, например снег, для которого $A = 0,98$. Стекло, прозрачное в видимой части спектра, почти непрозрачно для тепловых лучей ($A = 0,94$).

Твердые и жидкие тела в большинстве излучают энергию всех длин волн в интервале от 0 до ∞ , т. е. имеют сплошной спектр излучения (хотя наибольшее количество энергии испускается в пределах длин волн от 0,8 до 80 мкм). Чистые (неокисленные) металлы и газы характеризуются выборочным — *селективным излучением*, т. е. излучают энергию только определенных длин волн.

В большинстве твердых и жидких тел поглощение тепловых лучей завершается в тонком поверхностном слое, т. е. не зависит от толщины тела. Для этих тел тепловое излучение обычно рассматривается как поверхност-

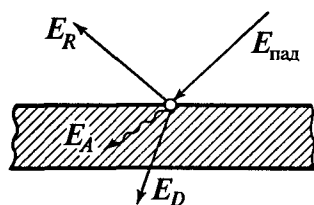


Рис. 3.13. Распределение энергии излучения, падающей на тело

ное явление. В газе, из-за значительно меньшей концентрации молекул, процесс лучистого теплообмена носит объемный характер. Коэффициент поглощения газа зависит от размеров (толщины) газового объема и давления газа, т. е. от концентрации поглощающих молекул.

Сумма потоков собственного и отраженного телом излучения называется *эффективным излучением* (рис. 3.14):

$$E_{\text{эф}} = E + RE_{\text{пад}}. \quad (3.13)$$

Суммарный процесс взаимного испускания, поглощения, отражения и пропускания энергии излучения в системах тел называется *лучистым теплообменом*.

Основные законы лучистого теплообмена. Закон Планка устанавливает распределение интенсивности излучения по различным участкам спектра длин волн λ . Выделим участок $d\lambda$ в окрестности точки λ_i спектра (рис. 3.15). В этом интервале длин волн излучается энергия dE . Величина $I_{0\lambda_i} = dE/d\lambda$ характеризует интенсивность излучения на данной длине волны λ_i и называется *спектральной плотностью потока излучения*.

Связь спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела $I_{0\lambda}$ (в дальнейшем все характеристики абсолютно черного тела будем записывать с индексом нуль) с длиной волны излучения λ и абсолютной температурой тела была установлена в 1900 г. М. Планком:

$$I_{0\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{(e^{C_2/\lambda T} - 1)}. \quad (3.14)$$

Здесь $C_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$ Вт/м² и $C_2 = 1,44 \cdot 10^{-2}$ м · К — постоянные излучения; e — основание натурального логарифма.

Графически закон Планка представлен на рис. 3.15.

Закон Вина. Из рис. 3.15 видно, что плотность потока излучения $I_{0\lambda}$ возрастает от нуля при $\lambda = 0$ до максимума при определенной длине волны λ_{max} и снова стремится к нулю при $\lambda \rightarrow \infty$.

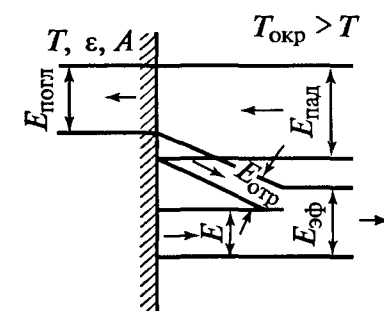


Рис. 3.14. Графическое соотношение величин $E_{\text{пад}}$, $E_{\text{погл}}$, $E_{\text{отр}}$ и $E_{\text{эф}}$

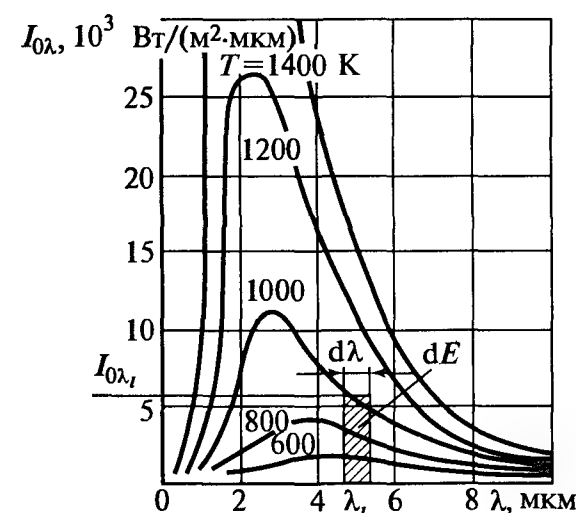


Рис. 3.15. Спектральная плотность потока излучения по закону Планка

В. Вин в 1893 г. установил, что произведение $T\lambda_{\max}$ есть величина постоянная:

$$T\lambda_{\max} = 2,898 \cdot 10^{-3}, \text{ м} \cdot \text{К}. \quad (3.15)$$

Из выражения (3.15) $\lambda_{\max} = 2,898/T \cdot 10^{-3}$, откуда следует, что с ростом температуры максимум излучения смещается в сторону коротких волн. Так, в излучении с поверхности Солнца ($T \approx 5500 \text{ К}$) максимум приходится на видимую часть спектра ($\lambda \approx 0,5$), а в излучении электронагревателя ($T \approx 1100 \text{ К}$) $\lambda_{\max} \approx 3 \text{ мкм}$, причем энергия видимого (светового) излучения ничтожна в сравнении с энергией теплового (инфракрасного) излучения.

Закон Стефана — Больцмана. На рис. 3.15 площадь заштрихованного прямоугольника, равная произведению $I_{0\lambda}d\lambda$, определяет поверхностную плотность потока излучения абсолютно черного тела $dE_0 = I_{0\lambda}d\lambda$ в диапазоне длин волн от λ_i до $\lambda_i + d\lambda$.

Поверхностная плотность потока интегрального излучения абсолютно черного тела E_0 определяется суммированием dE по всем длинам волн, т. е. площадью под кривой для данной температуры тела (см. рис. 3.15):

$$E_0 = \int_0^{\infty} I_{0\lambda} d\lambda.$$

Подставив сюда $I_{0\lambda}$ из формулы (3.14) и проинтегрировав, получим выражение

$$E_0 = \sigma_0 T^4. \quad (3.16)$$

Здесь $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — постоянная Больцмана.

Формула (3.16) была получена опытным путем в 1879 г. И. Стефаном и теоретически обоснована в 1881 г. Л. Больцманом.

Для технических расчетов закон Стефана — Больцмана обычно записывают в виде

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4,$$

где $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^{-8} = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ называют *излучательной способностью абсолютно черного тела*.

Тела, с которыми мы имеем дело на практике, излучают меньше тепловой энергии, чем абсолютно черное тело при той же температуре (рис. 3.16). Если они излучают при этом во всем диапазоне спектра длин волн, они называются серыми. Отношение поверхностной плотности потока собственного интегрального излучения E данного тела к поверхностной плотности потока интегрального излучения E_0 абсолютно черного тела при той же температуре называется *коэффициентом теплового излучения* (или *степенью черноты*):

$$\varepsilon = E/E_0.$$

Используя понятие коэффициента теплового излучения, можно записать закон Стефана — Больцмана для реального тела:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 (T/100)^4 = C (T/100)^4.$$

Здесь $C = \varepsilon C_0$ — излучательная способность серого тела, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Коэффициент теплового излучения ε меняется для различных тел от нуля до единицы в зависимости от материала, состояния поверхности, температуры (табл. 3.7).

Закон Кирхгофа устанавливает количественную связь между энергиями излучения и поглощения для серых тел и абсолютно черного тела. Он указывает, что отношение излучательной способности тела к его поглощательной способности одинаково для всех тел и зависит только от температуры, т. е. для всех тел при данной температуре

$$E/A = \text{const} = f(T).$$

Ранее указывалось, что степень черноты серого тела $\varepsilon = E/E_0$. Следуя закону Кирхгофа, можно записать $E/A = E_0/A_0$ и, поскольку $A_0 = 1$, то $E/A = E_0$ и $\varepsilon = A$.

В соответствии с законом Кирхгофа отношение энергии излучения к коэффициенту поглощения не зависит от природы тела и энергии излучения абсолютно черного тела при той же температуре. Чем больше коэффициент поглощения, тем больше для это-

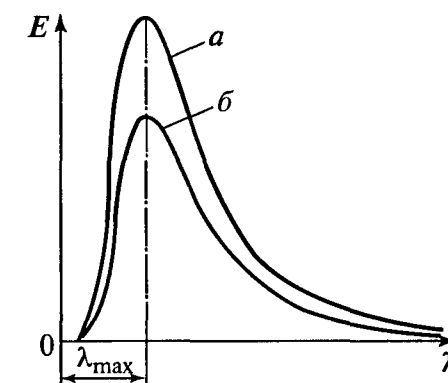


Рис. 3.16. Спектры излучения абсолютно черного (а) и серого (б) тел при одинаковой температуре

Таблица 3.7
Степень черноты различных материалов

Материал	Температура, °С	Коэффициент ε
Алюминий:		
полированный	225 ... 575	0,039 ... 0,057
с шероховатой поверхностью	26	0,055
Сталь:		
листовая шлифованная	940 ... 1100	0,55 ... 0,61
окисленная	200 ... 600	0,80
Чугун обточенный	830 ... 990	0,60 ... 0,70
Кирпич:		
красный строительный	20	0,93
огнеупорный	1100	0,75
Штукатурка известковая шероховатая	10 ... 90	0,91
Сажа ламповая	40 ... 370	0,945
Вода	0 ... 100	0,95 ... 0,963
Масляные краски различных цветов	100	0,92 ... 0,96

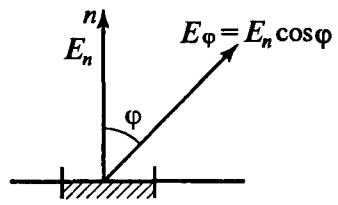


Рис. 3.17. К закону Ламберта

го тела и энергия излучения. Если тело мало излучает, то оно мало и поглощает.

Закон Кирхгофа справедлив не только для всего спектра в целом, но и для излучения определенной длины волны (монохроматического излучения).

Закон Ламберта. Ранее было показано, что закон Стефана — Больцмана определяет количество энергии, излучаемой телом по всем

направлениям. Однако интенсивность зависит от его направления, определяемого углом φ , который оно образует с нормалью к поверхности (рис. 3.17). И. Ламберт установил, что максимальное излучение E_n имеет место в направлении нормали к поверхности. Количество энергии (E_φ), излучаемой под углом φ к нормали, пропорционально косинусу угла φ :

$$E_\varphi = E_n \cos \varphi.$$

Отсюда видно, что интенсивность излучения вдоль поверхности (при $\varphi = 90^\circ$) равна нулю.

Теплообмен излучением между твердыми телами. Вначале рассмотрим теплообмен между двумя единичными (по 1 м^2) поверхностями, обращенными друг к другу с небольшим зазором (рис. 3.18), причем $T_1 > T_2$. В этой системе E_1 — энергия собственного излучения первого тела на второе, E_2 — второго на первое. После попадания энергии E_1 на второе тело часть ее $E_1 A_2$ поглощается вторым телом, часть $E_1 - E_1 A_2 = E_1(1 - A_2)$ отражается снова на первое тело, где доля $E_1(1 - A_2)A_1$ отраженного излучения поглощается, а доля $E_1(1 - A_2)(1 - A_1)$ отражается на второе тело и так до бесконечности.

Введем понятие эффективного излучения тела, которое равно сумме его собственного и отраженного излучений [см. рис. 3.14 и формулу (3.13)]. Для непрозрачного тела при $D = 0$ и $R = 1 - A$ выражение (3.13) будет иметь вид $E_{\text{эф}} = E + E_{\text{пад}}(1 - A)$. Каждое из рассматриваемых тел имеет эффективное (полное) излучение, соответственно $E_{\text{эф1}}$ и $E_{\text{эф2}}$. Для первого тела $E_{\text{эф2}}$ является падающим излучением, поэтому

$$E_{\text{эф1}} = E_1 + E_{\text{эф2}}(1 - A_1).$$

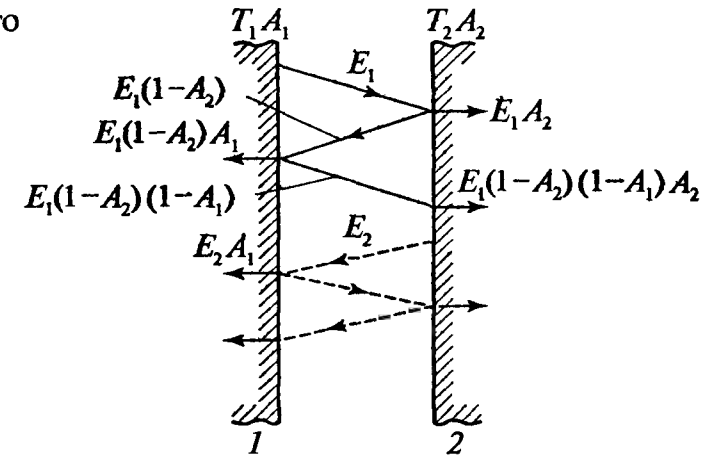
Величина $E_{\text{эф2}}(1 - A_1)$ здесь автоматически учитывает бесконечную сумму отраженных первым телом потоков. Аналогично для второго тела

$$E_{\text{эф2}} = E_2 + E_{\text{эф1}}(1 - A_2).$$

Плотность результирующего теплового потока от первого тела на второе определяется по формуле

$$q_{1,2} = E_{\text{эф1}} - E_{\text{эф2}}.$$

Рис. 3.18. Схема лучистого теплообмена



Опуская подстановки и замены соответствующих величин и считая, что коэффициенты теплового излучения обеих поверхностей существенно не изменяются в диапазоне температур от T_1 до T_2 , получим:

$$q_{1,2} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Величина

$$\frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} = \varepsilon_{\text{пр}} \quad (3.17)$$

называется *приведенным коэффициентом теплового излучения системы тел* (приведенная степень черноты системы двух тел). С учетом $\varepsilon_{\text{пр}}$ формула для полного теплового потока записывается в виде

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (3.18)$$

где F — площадь теплообменной поверхности, одинаковая в нашем случае для обоих тел.

Из формулы (3.18) видно, что $\varepsilon_{\text{пр}}$ меняется от нуля до единицы, оставаясь всегда меньше и ε_1 , и ε_2 .

В соответствии с формулой (3.17) полный поток теплоты, передаваемой излучением от горячего тела холодному, пропорционален поверхности тела, приведенному коэффициенту теплового излучения системы и разности четвертых степеней абсолютных температур тел.

На практике часто бывает, когда одна теплообменная поверхность находится внутри другой с большим зазором (рис. 3.19). В отличие от теплообмена между близко расположенными поверхностями одинаковой величины здесь лишь часть излучения поверхности F_2 попадает на F_1 . Остальная энергия воспринимается самой же поверхностью F_2 . Количество теплоты, излученной внут-

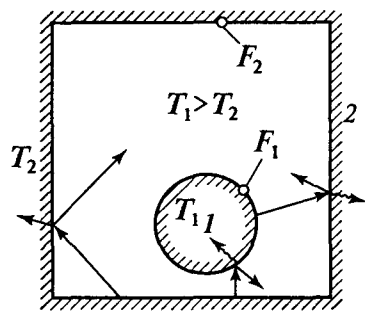


Рис. 3.19. Схема лучистого теплообмена между телами в замкнутом пространстве

ренным телом внешнему телу, можно также определить по формуле (3.18), если вместо F подставить поверхность меньшего тела F_1 , а приведенный коэффициент тепловой системы определить по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}.$$

В общем случае теплообмена каждое из тел излучает в сторону другого лишь часть своей энергии, остальная часть рассеивается в пространстве или попадает на другие тела. Здесь в расчетную формулу (3.18) вводится поправочный коэффициент, называемый *коэффициентом облученности тела* $\varphi_{1,2}$, учитывающий долю излучения первого тела, которая воспринимается вторым телом.

Таким образом, теплообмен между двумя произвольно расположенными телами может быть рассчитан по формуле

$$Q_{1,2} = \varphi_{1,2} \varepsilon_{\text{пр}} C_0 F \left[(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right].$$

Коэффициент облученности называют также угловым коэффициентом излучения. Это чисто геометрический фактор, зависящий только от формы, размеров тел и их взаимного расположения. Различают коэффициент облученности первым телом второго $\varphi_{1,2}$ и коэффициент облученности вторым телом первого $\varphi_{2,1}$. При этом $\varphi_{1,2} F_1 = \varphi_{2,1} F_2$. Коэффициент облученности определяется аналитически или экспериментально. Для большинства частных случаев в технике значения коэффициентов облученности или соответствующие формулы для их расчета приводятся в справочниках. Если все излучение одного тела попадает на другое, как показано на рис. 3.19, то $\varphi_{1,2} = 1$.

В приближенных расчетах лучистого теплообмена между двумя произвольно расположенными телами величину $\varepsilon_{\text{пр}}$ допустимо рассчитывать по формуле $\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_1 \varepsilon_2$.

При ε_1 и $\varepsilon_2 \geq 0,8$ ошибка таких расчетов меняется от 0 до 20 % при изменении отношения F_1/F_2 от 1 до 0.

Влияние экранов на излучение. Для защиты от перегрева некоторых элементов теплотехнического оборудования требуется уменьшить лучистый теплообмен. В этом случае между излучателем и обогреваемым элементом ставят перегородки, называемые экранами.

На рис. 3.20 приведен пример лучистого теплообмена между двумя поверхностями через экран. Если исключить из рассмотре-

ния конвекцию и теплопроводность и принять, что $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon$ и $T_1 > T_2$, можно получить $q_{1,2}^3 / q_{1,2} = 0,5$, т.е. установка одного экрана уменьшает поток излучения вдвое.

При установке n экранов с $\varepsilon_3 \neq \varepsilon$ ($\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$)

$$\frac{q_{1,2}^3}{q_{1,2}} = \frac{1}{1 + n \frac{\varepsilon(2 - \varepsilon_3)}{\varepsilon_3(2 - \varepsilon)}}.$$

Если $\varepsilon = 0,8$ (окисленная стальная поверхность), а $\varepsilon_3 = 0,1$ (полированная металлическая поверхность), то при наличии одного экрана $q_{1,2}^3 / q_{1,2} = 0,073$, т.е. лучистый тепловой поток уменьшается более чем в 13 раз. При наличии трех таких экранов лучистый теплообмен снижается в 39 раз! На этом основано конструирование специальной изоляции, состоящей из множества полированных металлических пластин или фольги с зазорами, широко применяемой в последнее время. Для исключения конвекции и теплопроводности из зазоров часто откачивается воздух. Такая изоляция называется вакуумно-многослойной.

Излучение и поглощение в газах. Ранее было показано, что излучение твердых тел распределено хотя и неравномерно, но по всем длинам волн, т.е. имеет сплошной спектр. В отличие от этого газы излучают и поглощают лучи только в определенных для каждого газа интервалах длин волн, т.е. они обладают избирательной или селективной излучательно-поглощательной способностью и имеют спектр в виде полос (рис. 3.21 и табл. 3.8). Это объясняется тем, что газы излучают и поглощают энергию свободными молекулами, а твердые тела — огромным числом связанных молекул. Уровни энергии электронов в свободных молекулах имеют вполне определенные для каждого вещества значения. Поэтому при переходе электронов с одного уровня на другой каждый элемент поглощает или излучает фотон определенной энергии (или длины волны). Когда же несколько молекул образуют твердое тело, электроны каждой из них находятся под действием сил со стороны соседних атомов, а это приводит к тому, что некоторые энергетические уровни становятся размытыми и перекрывают друг друга.

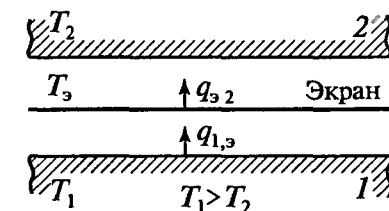


Рис. 3.20. Схема лучистого теплообмена между двумя поверхностями через экран

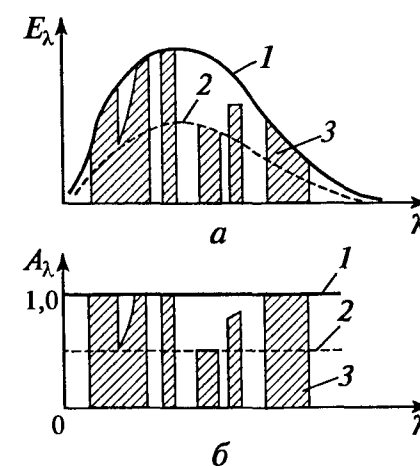


Рис. 3.21. Спектры излучения (а) и поглощения (б): 1 — абсолютно черного тела; 2 — серого тела; 3 — газа

Таблица 3.8

Основные полосы поглощения CO₂ и H₂O

CO ₂		H ₂ O	
λ, мкм	Δλ, мкм	λ, мкм	Δλ, мкм
2,0...3,0	1	2,2...3,0	0,8
4,0...4,8	0,8	4,8...8,5	3,7
12,5...16,5	4,0	12...30	18

Таким образом, в излучении и поглощении в этом случае участвуют электроны не каких-то определенных энергий, а всех возможных. Одноатомные и двухатомные газы почти полностью пропускают тепловое излучение, являются диатермичными, поэтому поглощение в них обычно не учитывают. Трехатомные и многоатомные газы обладают излучательно-поглощательной способностью в определенном диапазоне длин волн. Например, основные продукты сгорания органического топлива CO₂ и H₂O имеют в своем спектре три полосы в диапазоне волн $\lambda = 2,24 \dots 30$ мкм.

Другой особенностью теплообмена излучением в газах является взаимное излучение и поглощение молекул всей массы газа, а не какой-то определенной поверхности, как это свойственно твердым телам. Эта особенность серьезно затрудняет расчет теплообмена излучением и делает его весьма приближенным.

Так, для ориентировочного расчета излучения газов в пустоту можно использовать уравнение Стефана — Больцмана

$$E_r = C_0 \epsilon_r (T_r/100)^4 = C (T_r/100)^4, \quad (3.19)$$

но для газов коэффициенты черноты ϵ_r (или $A_r = \epsilon_r$) зависят от температуры T_r , парциального давления данного газа в смеси p_i и пути пробега излучения l , который часто бывает равен толщине слоя газа δ_r :

$$\epsilon_r = f(T_r, p_i, l).$$

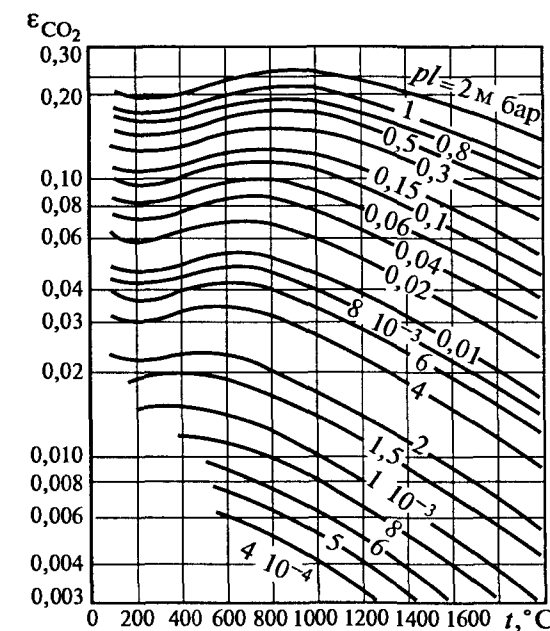
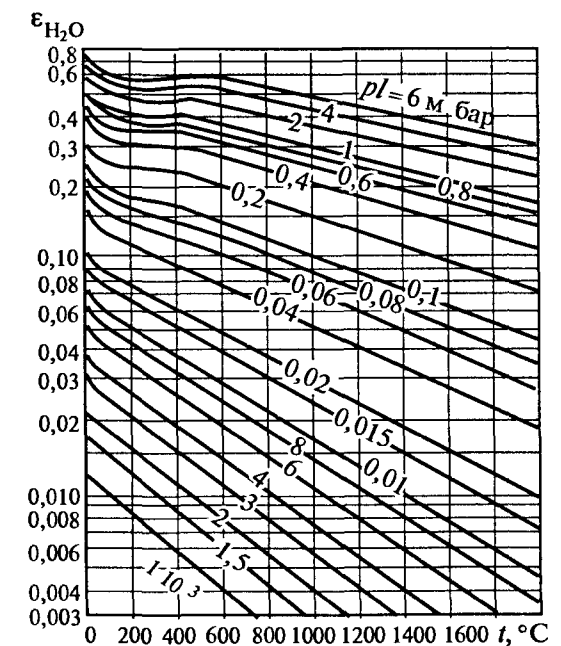
Эта функция для различных газов имеет различный вид, но в любом случае, если ее ввести в уравнение (3.19), окажется, что E_r будет пропорциональна уже не T^4 , а T^n , где $n < 4$. Например, для CO₂ $n = 3,5$, а для H₂O $n = 3$.

Из табл. 3.8 видно, что в световой части спектра CO₂ и пары H₂O не излучают и не поглощают. В коротковолновой части спектра газы поглощают и излучают хуже, чем в длинноволновой. Так, для коротковолнового излучения Солнца атмосфера Земли является практически прозрачной, в то время как длинноволновое тепловое излучение Земли в большей степени улавли-

вается ею. Этим обусловлен «парниковый эффект» влияния атмосферы на возможное потепление климата при увеличении содержания в ней CO₂ вследствие производственной деятельности человека.

С ростом температуры, когда максимум излучения смещается в область коротких волн, коэффициент теплового излучения газа уменьшается.

Ранее отмечалось, что излучение газов носит объемный характер. Способность газа излучать энергию изменяется в зависимости от плотности и толщины газового слоя. Чем выше плотность излучающего компонента газовой смеси, определяемая парциальным давлением p_i , и чем больше толщина слоя l , тем больше молекул принимает участие в излучении и тем выше его излучательная способность и коэффициент поглощения. Поэтому коэффициент теплового излучения ϵ газов обычно представляют в виде зависимости от произведения pl . Величина l здесь является одновременно и длиной пути луча, пронизывающего газовый объем. На рис. 3.22 и 3.23 приведены зависимости коэффициентов теплового излучения (степени черноты) диоксида углерода ϵ_{CO_2} и водяного пара ϵ_{H_2O} от температуры при различных значениях pl . Для водяного пара в связи со способностью его молекул к ассоциации влияние p сильнее, чем l , поэтому значение ϵ_{H_2O} , найденное по номограмме (см. рис. 3.23), следует умножить на поправочный коэффициент β (рис. 3.24), зависящий от парциального давления p_{H_2O} .

Рис. 3.22. Зависимость коэффициента теплового излучения CO₂ от температурыРис. 3.23. Зависимость коэффициента теплового излучения H₂O от температуры

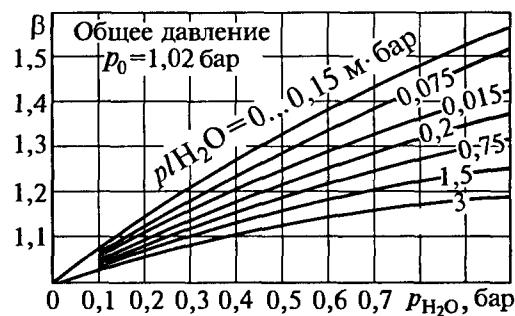


Рис. 3.24. Зависимость поправочного коэффициента β от парциального давления H_2O

Диоксид углерода и водяной пар обычно содержатся в топочных газах (продуктах сгорания) одновременно. В этом случае коэффициент излучения газа

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O}.$$

Возможное присутствие в газе золы и сажи существенно увеличивает коэффициент излучения объема и должно учитываться отдельно.

Для определения коэффициентов теплового излучения компонентов газовой смеси по графикам (см. рис. 3.22 и 3.23) требуется знать толщину l излучающего слоя газового объема.

Рекомендации к определению l можно найти в зависимости от конструктивных параметров теплообменной поверхности. Например, если лучевоспринимающими поверхностями являются стенки топочной камеры (камеры сгорания), то

$$l = 3,6 \frac{V}{F_c},$$

где V — объем камеры; F_c — площадь поверхности стенок, ограничивающих объем камеры.

Плотность потока излучения $q_{r,c}$ от газа к окружающим его поверхностям теплообмена (стенки) определяется по формуле

$$q_{r,c} = \varepsilon_{пр} C_0 \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right].$$

Здесь

$$\varepsilon_{пр} = \varepsilon_r \varepsilon_c / [\varepsilon_c + \varepsilon_r (1 - \varepsilon_c)],$$

где ε_c — коэффициент теплового излучения (степень черноты) стенки.

3.5. Теплопередача

Сложный теплообмен. Рассмотренные виды теплообмена на практике по отдельности встречаются редко. Как правило, теплообмен протекает одновременно посредством двух, а чаще трех видов теплообмена. Такой теплообмен называется сложным.

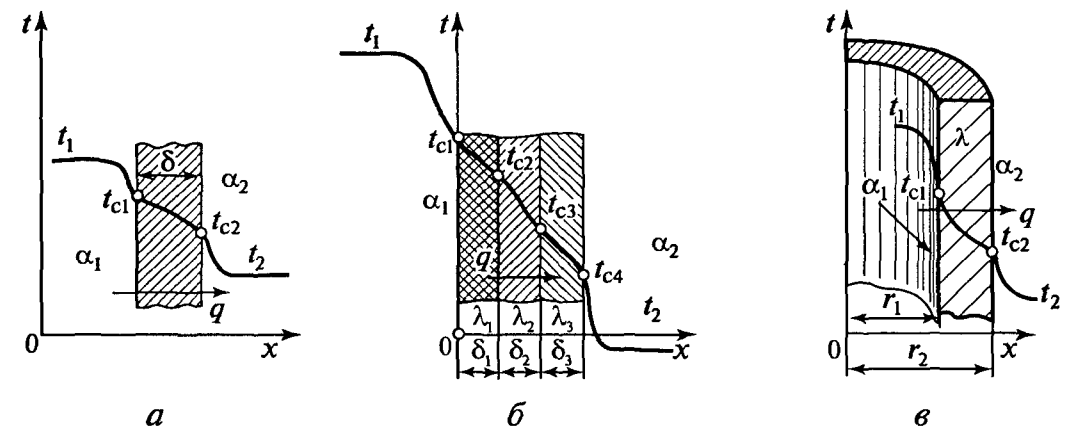


Рис. 3.25. Характеристики теплопередачи через однослойную (а), многослойную (б) и цилиндрическую (в) стенки

Часто приходится рассчитывать стационарный процесс переноса теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку (рис. 3.25). Такой процесс называется теплопередачей.

Процесс передачи теплоты от греющей жидкости с температурой t_1 к нагреваемой с температурой t_2 в этом случае складывается из следующих процессов: теплообмен между греющей жидкостью и стенкой; передача теплоты через стенку за счет теплопроводности; теплообмен между стенкой и нагреваемой жидкостью.

При установившемся тепловом состоянии тепловые потоки от греющей жидкости к стенке, прошедший через стенку и, наконец, от стенки к нагреваемой жидкости — одинаковы.

Поэтому для плотности теплового потока можно записать:

$$q = \alpha_1 (t_1 - t_{c1});$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2});$$

$$q = \alpha_2 (t_{c2} - t_2),$$

откуда получим

$$q = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} (t_1 - t_2) = K (t_1 - t_2). \quad (3.20)$$

Уравнение (3.20) может быть записано иначе:

$$q = K \Delta t,$$

где $K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}$ — коэффициент теплопередачи; Δt — температурный напор, характеризующий интенсивность процесса теп-

лопередачи от одного теплоносителя к другому через разделяющую их плоскую стенку.

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется общим термическим сопротивлением теплопередачи:

$$1/K = R = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2.$$

Из этого уравнения следует, что общее термическое сопротивление складывается из частных термических сопротивлений. К ним относятся: $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$ — внешние термические сопротивления теплоотдачи соответственно от горячей жидкости к стенке и от поверхности стенки к холодной жидкости; δ/λ — внутреннее термическое сопротивление теплопроводности стенки.

В случае многослойной плоской стенки (см. рис. 3.25, б) формула (3.20) имеет вид

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}}$$

или

$$q = K(t_1 - t_2),$$

где

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} (\delta_i/\lambda_i) + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.21)$$

Общее количество теплоты, переданное через одно- или многослойную плоскую стенку поверхностью F , определяется по формуле

$$Q = qF = KF(t_1 - t_2) = K\Delta t F. \quad (3.22)$$

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 входят в состав коэффициента теплопередачи, и следует всегда учитывать разницу между этими понятиями.

Формулы (3.21) и (3.22) широко применяют на практике и ими пользуются при расчете теплообменных аппаратов.

При теплоотдаче через тонкие металлические стенки величина δ/λ принимается равной нулю, и тогда формула (3.21) приобретает вид

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

В случае цилиндрической стенки (см. рис. 3.25, в) уравнение теплового потока, отнесенного к 1 м длины трубы, определяется по формуле

$$Q/l = q_l = K_l \pi (t_1 - t_2), \text{ Вт}/\text{м},$$

где K_l — линейный (т.е. отнесенный к 1 м длины) коэффициент теплопередачи,

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Величину, обратную K_l , т.е. $R_l = 1/K_l$, называют линейным термическим сопротивлением. В случае многослойной цилиндрической стенки расчетная формула для R_l имеет вид

$$R_l = \frac{1}{K_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_n}, \text{ м} \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Следует заметить, что если передача теплоты от жидкости (газа) к стенке осуществляется как за счет теплоотдачи конвекцией, так и излучением (топки котлов, камеры сгорания двигателей и пр.), то суммарная плотность теплового потока от жидкости к стенке

$$q = q_k + q_l = \alpha_l(t_1 - t_2),$$

где q_k , q_l — конвективная и лучистая составляющие плотности теплового потока; $\alpha_l = \alpha_k + \alpha_{и}$.

Условный коэффициент теплоотдачи, характеризующий передачу теплоты от жидкости к стенке излучением,

$$\alpha_{и} = \frac{\varepsilon_r C_0 \left[\left(\frac{T_{ж}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right]}{t_{ж} - t_c}.$$

Теплопередача через ребристую стенку. Оребренные поверхности используются для интенсификации теплообмена с той стороны, где коэффициент теплоотдачи мал. С помощью ребер увеличивается поверхность нагрева (рис. 3.26).

В связи с тем, что поверхность теплообмена с обеих сторон рассматриваемой стенки неодинакова, расчет величин K и q можно выполнять для единицы гладкой или оребренной поверхности.

Отношение площади оребрения к площади гладкой стенки называется *коэффициентом оребрения* $m = F_2/F_1$.

В этом случае коэффициент теплопередачи через гладкую поверхность стенки (см. рис. 3.26)

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 m}};$$

через оребренную поверхность

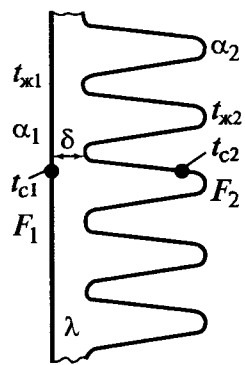


Рис. 3.26. Схема теплопередачи через ребристую стенку

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} m + \frac{\delta}{\lambda} m + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Ребристые поверхности широко применяют в теплообменных аппаратах для интенсификации теплопередачи, где коэффициент теплоотдачи мал.

Тепловая изоляция. Во многих технических устройствах бывает необходимо предотвратить потери теплоты в окружающую среду. Для этого применяются специальные покрытия из материалов малой теплопроводности, а также вакуумные и газовые «рубашки». К изоляционным относят такие материалы, для которых при температуре 50...100 °С коэффициент теплопроводности $\lambda_{из} \leq 0,2$ Вт/(м·К). Их ассортимент разнообразен: асбест, слюда, дерево, опилки, шлаковая вата, зонолит, асбослюда, совелит и т.д.

Требуемую толщину изоляции круглой трубы, внутри которой течет горячая жидкость, при теплоотдаче в условиях свободной конвекции и температуре окружающей среды $t = 20$ °С с точностью до 3...5 % можно определить по эмпирической формуле

$$\delta_{из} = 2,75 d_1^{1,2} \lambda_{из}^{1,35} t_T^{1,73} / q_l^{1,5},$$

где d_1 — диаметр трубопровода, мм; t_T — температура трубопровода, °С; q_l — допустимые тепловые потери с 1 м длины трубопровода.

Если температура окружающей среды выше 20 °С, то тепловые потери уменьшаются на каждые 5 °С примерно на 1,5 %.

Тепловые потери изолированных трубопроводов уменьшаются пропорционально толщине изоляции только после некоторого критического диаметра изоляции $d_{кр}$, до этого они увеличиваются (рис. 3.27). Это объясняется тем, что при увеличении толщины слоя изоляции его термическое сопротивление $R_{из} = (1/2\lambda_{из})\ln(d_2/d_1)$ увеличивается, а термическое сопротивление теплоотдачи в окружающую среду $R = 1/(\alpha_2 d_2)$ уменьшается.

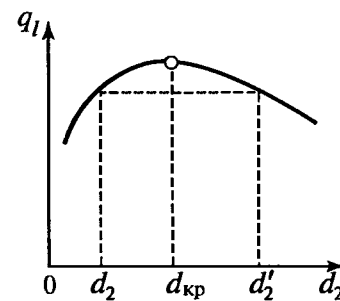


Рис. 3.27. Зависимость тепловых потерь от диаметра цилиндрической поверхности

Значение $d_{кр}$ определяется из соотношения, полученного путем аналитического исследования известных зависимостей:

$$d_{кр} = 2\lambda_{из}/\alpha_2.$$

Оно применяется при расчете электрической изоляции проводов и может быть использовано в других подобных случаях.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается процесс теплообмена и его физическая сущность? Какие существуют виды теплообмена?
2. Объясните процесс теплопроводности и запишите общую формулу теплопроводности в дифференциальной форме.
3. В чем заключается сущность конвективного теплообмена и метода решения с помощью теории подобия и критериев подобия?
4. Какие существуют частные случаи естественной и вынужденной конвекции и принципы определения коэффициента теплоотдачи?
5. Какие физические процессы теплообмена происходят при изменении агрегатного состояния вещества? В чем заключается их сущность?
6. Назовите основные законы лучистого теплообмена.
7. Как происходит теплообмен излучением между двумя телами?
8. Назовите особенности излучения газов.
9. В чем заключается физическая сущность сложного теплообмена или теплопередачи от одного теплоносителя к другому?
10. Как осуществляется процесс интенсификации теплообмена?

Раздел второй

ТЕПЛОВОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Глава 4

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

4.1. Общие сведения о теплообменниках

Теплообменный (или теплоиспользующий) аппарат является одним из наиболее распространенных и важных элементов энергетических, коммунально-бытовых и технологических установок. Любые преобразования энергии из одного вида в другой, а также передача энергии от одного аппарата либо машины к другому сопровождаются переходом некоторой части всех других видов энергии в тепловую. Поэтому практически во всех машинах и аппаратах теплообмен имеет важное значение.

На теплоиспользующие аппараты приходится значительная доля капиталовложений в энергетические, коммунально-бытовые и технологические установки. При строительстве тепловых электростанций (если учесть, что паровые котлы также являются теплообменниками) капиталовложения в теплообменные аппараты составляют до 70 % капиталовложений на оборудование станций. На современных нефтеперерабатывающих заводах капиталовложения в теплообменные аппараты достигают 40...50 %, на газобензиновых заводах — 40 %.

На теплоиспользующие аппараты приходится также значительная доля эксплуатационных расходов энергетических, коммунально-бытовых и технологических установок. Амортизационные отчисления, расходы на уход, осмотр и ремонт теплоиспользующих аппаратов и установок часто выше, чем для оборудования других категорий.

Теплообменные аппараты, как и другие элементы энергетических, коммунально-бытовых и технологических установок, работают в условиях переменного режима. Однако эксплуатационные, статические и динамические характеристики теплообменных аппаратов зависят не только от изменения расходных режимов и технологических параметров потоков, но и от таких факторов, как накопление загрязнений, накипи, сажи, смол на стенках труб, появление коррозии и др.

Расчет, проектирование, конструирование и эксплуатация теплоиспользующего оборудования должны производиться с учетом большой сложности происходящих в нем процессов, а также значительного влияния параметров процесса теплообмена на технико-экономические показатели соответствующих установок.

Теплоиспользующие аппараты имеют многообразное назначение. Вместе с тем они должны отвечать определенным общим требованиям, которые являются исходными при проектировании аппаратов. К этим требованиям относятся обеспечение высокой тепловой производительности, заданных технологических условий процесса и высокого качества готового продукта (для промышленных технологических установок). Выполнение каждого из этих требований достигается определенными приемами и методами.

Высокая тепловая производительность теплоиспользующего аппарата определяется многими факторами, в первую очередь, интенсивным теплообменом, высокой теплопроводностью материала, малым заносом поверхностей теплообмена, своевременной продувкой и промывкой внутренних полостей аппарата, поддержанием оптимального режима работы. Экономичность работы аппарата может быть достигнута малыми затратами энергии на прокачивание теплоносителей, минимальным уносом технологического продукта с продувочными газами и промывочными водами, увеличением межремонтных периодов, максимальной механизацией и автоматизацией обслуживания. Заданные технологические условия процесса (температура, давление, химический состав и концентрация среды, время технологической обработки) и высокое качество продукции обеспечиваются выбором оптимальных температур теплоносителей, правильным расчетом поверхности теплообмена, подбором надлежащих конструктивных материалов, не вступающих в химическое взаимодействие со средой, выбором наивыгоднейших скоростей теплоносителей, строгой цикличностью или непрерывностью процесса и удобством его регулирования.

4.2. Виды и классификация теплообменных аппаратов

Классификация. Теплообменными аппаратами (теплообменниками) называются устройства, предназначенные для обмена теплотой между греющей и обогреваемой рабочими средами. Последние принято называть теплоносителями.

Необходимость передачи теплоты от одного теплоносителя к другому возникает во многих отраслях техники: энергетике, хи-

мической, металлургической, нефтяной, пищевой и других отраслях промышленности.

В котельном агрегате теплота, выделяющаяся при горении топлива, передается воде и пару, т. е. котельный агрегат представляет собой совокупность теплообменных аппаратов. В атомной силовой установке выделяемая ядерным реактором теплота воспринимается первичным теплоносителем, который сам становится радиоактивным. В двигателе используется вторичный теплоноситель, который получает тепло от первичного в теплообменном аппарате. Процесс регенерации в газотурбинной установке осуществляется путем передачи теплоты в теплообменнике от отработанных продуктов сгорания сжатому воздуху.

Широкое распространение теплообменных аппаратов обусловило многообразие их конструктивного оформления.

Тепловые процессы, происходящие в теплообменных аппаратах, могут быть самыми разнообразными: нагрев, охлаждение, испарение, кипение, конденсация, плавление, затвердевание и более сложные процессы, являющиеся комбинацией перечисленных. В процессе теплообмена может участвовать несколько теплоносителей: теплота от одного из них может передаваться нескольким и от нескольких — одному.

Теплообменные аппараты классифицируются следующим образом:

по назначению — подогреватели, конденсаторы, охладители, испарители, паропреобразователи и т. п.;

принципу действия — рекуперативные, регенеративные и смешивающие.

Рекуперативными называются такие теплообменные аппараты, в которых теплообмен между теплоносителями происходит через разделительную стенку. При теплообмене в аппаратах такого типа тепловой поток в каждой точке поверхности разделительной стенки сохраняет постоянное направление.

Температура нагрева теплоносителя составляет 400... 500 °С для конструкций из углеродистой стали и 700... 800 °С для конструкций из легированных сталей.

В рекуперативных теплообменниках теплоносители омывают стенку с двух сторон и обмениваются при этом теплотой. Процесс теплообмена протекает непрерывно и имеет обычно стационарный характер. На рис. 4.1 показан пример рекуперативного теплообменника, в котором один из теплоносителей протекает внутри труб, а второй омывает их наружные поверхности.

Стенка, которая омывается с обеих сторон теплоносителями, называется рабочей поверхностью теплообменника.

Регенеративными называются такие теплообменные аппараты, в которых два или большее число теплоносителей попеременно соприкасаются с одной и той же поверхностью нагрева.

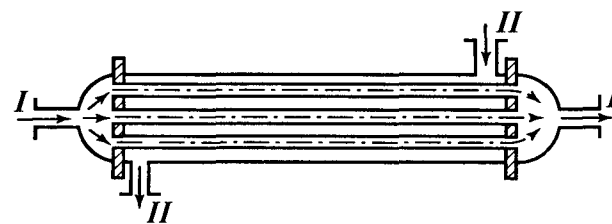


Рис. 4.1. Простейший рекуперативный теплообменник:

I, II — теплоносители

Во время соприкосновения с разными теплоносителями поверхность нагрева или получает теплоту и аккумулирует ее, а затем отдает, или, наоборот, сначала отдает аккумулированную теплоту и охлаждается, а затем нагревается. В разные периоды времени теплообмена (нагрев или охлаждение поверхности нагрева) направление теплового потока в каждой точке поверхности нагрева изменяется на противоположное.

В качестве примера на рис. 4.2 представлена схема регенеративного воздухоподогревателя котельного агрегата с медленно вращающимся (2... 5 об/мин) ротором — аккумулятором теплоты. Ротор имеет набивку из тонких гофрированных стальных листов (см. рис. 4.2, б), заключенных в закрытый кожух 3. К кожуху присоединяются воздушный и газовый короба. Во время работы теплообмен-

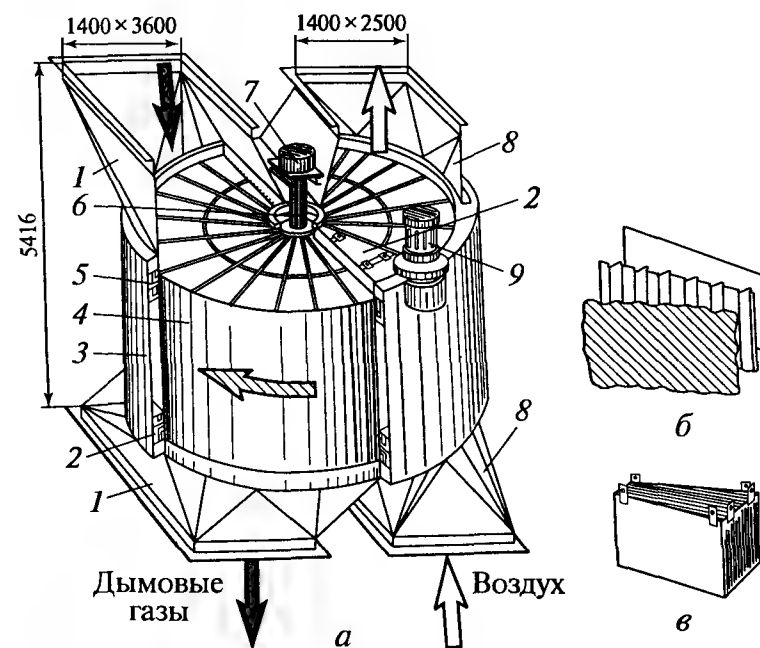


Рис. 4.2. Регенеративный воздухоподогреватель:

а — общий вид; *б* — отдельные пластины различной формы; *в* — секция с пластинами; 1 — газовые патрубки; 2, 5 — радиальное и периферийное уплотнения; 3 — неподвижный наружный кожух; 4 — набивка; 6 — вал ротора; 7 — верхний и нижний подшипники; 8 — воздушные патрубки; 9 — электродвигатель



Рис. 4.3. Схема работы тепловой трубы с возвратом конденсата под действием гравитационных сил

ненная частично жидкостью, а частично паром (рис. 4.3). Такое устройство, называемое тепловой трубой, способно передавать большие тепловые мощности. На горячем конце тепловой трубы за счет подвода теплоты испаряется жидкость, а на холодном — конденсируется пар, отдавая выделившуюся теплоту. Конденсат возвращается в зону испарения либо самотеком, если холодный конец можно разместить выше горячего, либо за счет использования специальных фитилей, по которым жидкость движется под действием капиллярных сил в любом направлении, даже против сил тяжести (как спирт в спиртовке).

Тепловые трубы с самотечным возвратом конденсата известны давно. Широкое распространение тепловых труб с фитилями началось недавно в связи с необходимостью отвода больших тепловых потоков от мощных, но малогабаритных полупроводниковых устройств. Практически незаменимы тепловые трубы с фитилями в космосе. Для охлаждения механических, электрических или радиотехнических устройств в земных условиях широко используется естественная конвекция. В космосе естественной конвекции не может быть, поскольку отсутствует сила тяжести и нужны иные способы отвода теплоты.

Тепловые трубы с фитилями могут работать и в невесомости. Они малогабаритны, не требуют затрат энергии на перекачку теплоносителей и при соответствующем подборе рабочего агента работают в широком интервале температур.

Смешивающими называются такие теплообменные

ника ротор его вращается, поэтому нагретые элементы набивки непрерывно переходят из полости горячего газа в полость холодного воздуха, а охладившиеся элементы — наоборот.

Одним из оригинальных устройств, использующих в качестве промежуточного теплоносителя пар и его конденсат, является герметичная труба, запол-

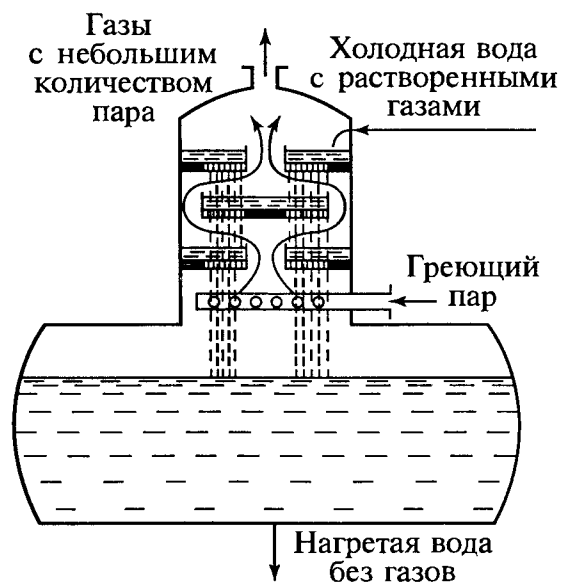


Рис. 4.4. Смешивающий теплообменник для подогрева воды паром при термическом удалении растворенных газов

аппараты, в которых тепло- и массообмен происходят при непосредственном контакте и смешивании теплоносителей. Поэтому смешивающие теплообменники иногда называют контактными. Наиболее важным фактором в рабочем процессе смешивающего теплообменного аппарата является поверхность соприкосновения теплоносителей. В качестве примера на рис. 4.4 показана схема смешивающего теплообменника (деаэратора) для подогрева воды паром при термическом удалении растворенных газов (воздуха).

Основные теплоносители. В качестве теплоносителей в зависимости от назначения производственных процессов могут применяться самые разнообразные газообразные, жидкие и твердые вещества.

С точки зрения технической и экономической целесообразности их применения теплоносители должны обладать следующими качествами.

1. Иметь достаточно большую теплоту парообразования, плотность и теплоемкость, малую вязкость. При таких характеристиках теплоносителей обеспечивается достаточная интенсивность теплообмена и уменьшаются их массовые и объемные количества, необходимые для заданной тепловой нагрузки теплообменного аппарата.

2. Иметь необходимую термостойкость и не оказывать неблагоприятное воздействие на материалы аппаратуры. Теплоносители должны быть химически стойкими и неагрессивными даже при достаточно длительном воздействии высоких температур. Желательно, чтобы теплоносители не давали в процессе работы отложений на поверхность теплообмена, так как отложения понижают коэффициент теплопередачи и теплопроизводительность оборудования.

3. Быть недорогими и достаточно доступными в отечественных ресурсах.

При выборе теплоносителей необходимо в каждом отдельном случае детально учитывать их термодинамические и физико-химические свойства, а также технико-экономические показатели.

В производственных аппаратах и системах отопления и горячего водоснабжения наиболее широкое распространение получили следующие теплоносители.

Водяной пар как греющий теплоноситель получил большое распространение благодаря следующим своим достоинствам.

1. Высокие коэффициенты теплоотдачи при конденсации водяного пара позволяют получать относительно небольшие поверхности теплообмена.

2. Большое изменение энтальпии при конденсации водяного пара позволяет расходовать малое массовое количество его для передачи сравнительно больших количеств теплоты.

Характеристики некоторых высокотемпературных теплоносителей

Теплоноситель	Химическая формула	Температура, °С	
		отвердевания	кипения
Минеральные масла	—	−20...−30	300...500
Нафталин	$C_{10}H_8$	80,2	218
Дифенил	$C_{12}H_{10}$	69,5	255
Дифениловый эфир	$(C_6H_5)_2O$	27	259
Глицерин	$C_3H_5(OH)_3$	−17,9	290
Кремнийорганические соединения	$(CH_3C_6H_4O)_4$	−30...−40	440
Нитритнитратная смесь	7 % $NaNO_3$ + + 40 % $NaNO_2$ + + 53 % KNO_3	143	Выше 550
Сплав натрий-калий	25% Na, 75% K	−11,0	784

3. Постоянная температура конденсации при заданном давлении дает возможность наиболее просто поддерживать постоянный режим и регулировать процесс в аппаратах.

Наиболее часто употребляемое давление греющего пара в теплообменниках составляет от 0,2 до 1,2 МПа.

Горячая вода получила большое распространение в качестве греющего теплоносителя, особенно в отопительных и вентиляционных установках. Подогрев воды осуществляется в специальных водогрейных котлах, производственных технологических агрегатах (например в печах) или водонагревательных установках ТЭЦ и котельных. Горячую воду как теплоноситель можно транспортировать по трубопроводам на значительные расстояния (на несколько километров). При этом понижение температуры воды в хорошо изолированных трубопроводах составляет не более 1 °С на 1 км. Достоинством воды как теплоносителя является сравнительно высокий коэффициент теплоотдачи. Как правило, в системах производственного и коммунального отопления используется горячая вода с температурой 70...150 (200) °С.

Дымовые и топочные газы как греющая среда применяются обычно на месте их получения для непосредственного обогрева промышленных изделий и материалов, если физико-химические характеристики последних не изменяются при загрязнении сажей и золой. Если по условиям эксплуатации загрязнение обрабатываемого материала недопустимо, дымовые газы направляются в рекуперативный теплообменник, где отдают свою теплоту воздуху, а последний нагревает обрабатываемый материал.

Достоинством топочных газов является возможность нагрева ими материала до весьма высоких температур, которые требуются иногда по технологическим условиям производства.

Однако дымовые и топочные газы как греющая среда имеют ряд недостатков.

1. Малая плотность газов влечет за собой необходимость получения больших объемов для обеспечения достаточной теплопроизводительности, а последнее приводит к созданию громоздких трубопроводов.

2. Вследствие малой удельной теплоемкости газов их необходимо подавать в аппараты в большом количестве с высокой температурой. Последнее обстоятельство вынуждает применять огнеупорные материалы для трубопроводов.

3. Из-за низкого коэффициента теплоотдачи со стороны газов теплоиспользующая аппаратура должна иметь большие поверхности нагрева и поэтому получается весьма громоздкой.

Высокотемпературные теплоносители. В настоящее время в промышленности для высокотемпературного обогрева, кроме дымовых газов, применяют минеральные масла, органи-

ческие соединения, расплавленные металлы и соли. Характеристика некоторых высокотемпературных теплоносителей приведена в табл. 4.1.

Низкотемпературные теплоносители представляют собой вещества, кипящие при температурах ниже 0 °С. Типичными представителями их являются: аммиак NH_3 , диоксид углерода CO_2 , сернистый ангидрид SO_2 и большой ряд галоидных производных насыщенных углеводородов, применяющихся в качестве хладоагентов в холодильной технике.

4.3. Конструкции теплообменных аппаратов поверхностного типа

Конструкции современных рекуперативных теплообменных аппаратов поверхностного типа непрерывного действия весьма разнообразны, поэтому рассмотрим только наиболее характерные.

Кожухотрубчатые теплообменники представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, скрепленных при помощи трубных решеток (досок) и ограниченных кожухами и крышками с патрубками. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из них может быть разделено перегородками на несколько ходов. Перегород-

ки предназначены для увеличения скорости и, следовательно, коэффициента теплоотдачи теплоносителей. Теплообменники этого типа предназначены для теплообмена между различными жидкостями, между жидкостями и паром, между жидкостями и газами. Типовые конструкции кожухотрубчатых теплообменников применяются в случаях, когда требуется большая поверхность теплообмена.

При нагреве жидкости паром в большинстве случаев пар вводится в межтрубное пространство, а нагреваемая жидкость проте-

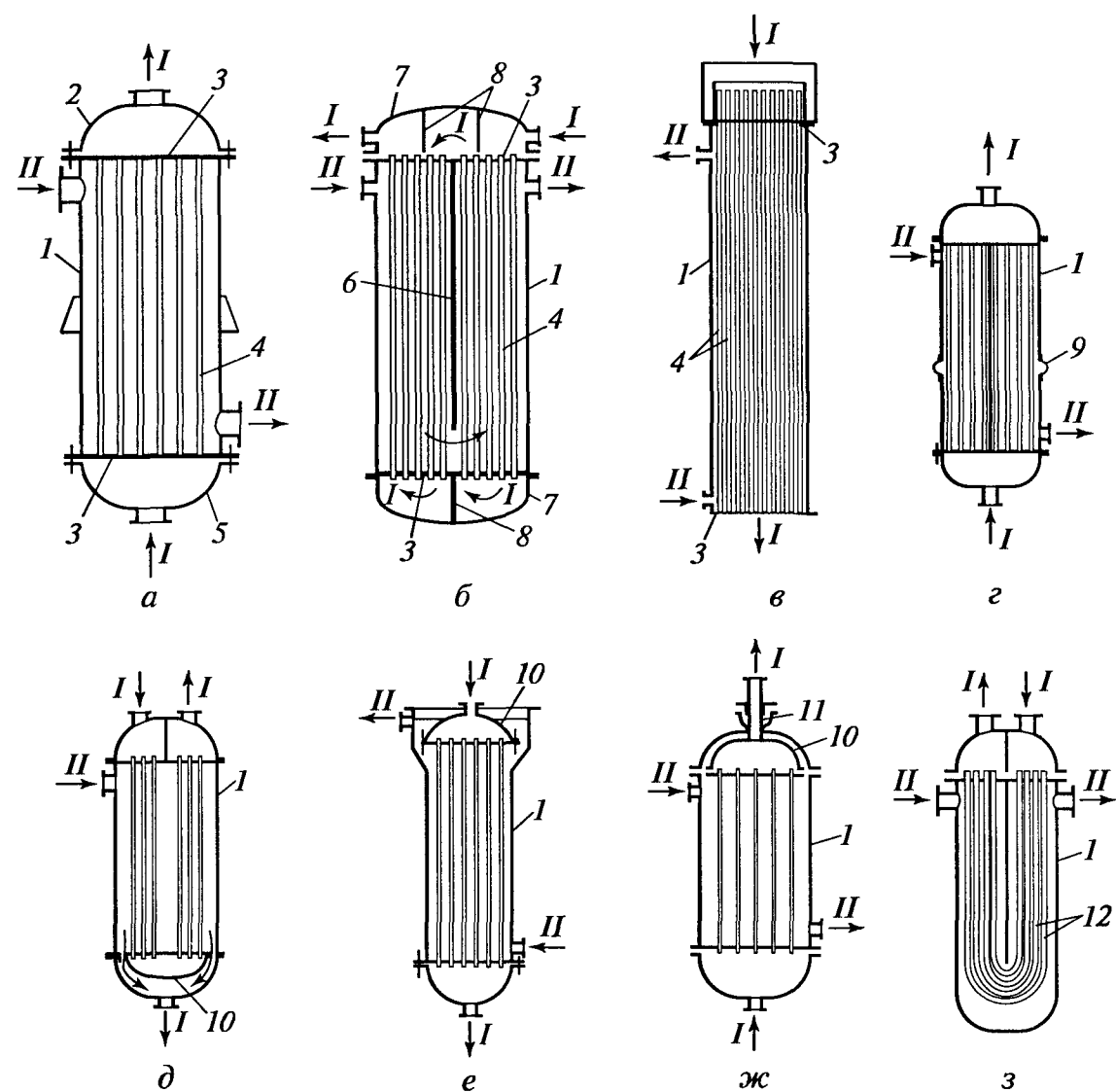


Рис. 4.5. Типы кожухотрубчатых теплообменников:

a — одноходовый; *б* — многоходовый; *в* — пленочный; *г* — с линзовым компенсатором; *д* — с плавающей головкой закрытого типа; *е* — с плавающей головкой открытого типа; *ж* — с сальниковым компенсатором; *з* — с U-образными трубами; *1* — кожух; *2* — выходная камера, *3* — трубная решетка, *4* — трубы; *5* — входная камера; *6* — продольная перегородка; *7* — камера; *8* — перегородки в камере; *9* — линзовый компенсатор; *10* — плавающая головка; *11* — сальник; *12* — U-образные трубы; *I*, *II* — теплоносители

кает по трубкам. В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2...3 раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому при одинаковых расходах теплоносителей, имеющих одинаковое агрегатное состояние, скорости теплоносителя в межтрубном пространстве более низкие и коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает коэффициент теплопередачи в аппарате. На рис. 4.5 показаны различные типы кожухотрубчатых теплообменников.

Теплопередающая поверхность аппаратов может составлять от нескольких сотен квадратных сантиметров до нескольких тысяч квадратных метров. Так, конденсатор современной паровой турбины мощностью 300 МВт имеет более 20 тыс. труб с общей поверхностью теплообмена около 15 тыс. м².

Корпус (кожух) кожухотрубчатого теплообменника представляет собой цилиндр, сваренный из одного или нескольких стальных листов. Кожухи различаются, главным образом, способом соединения с трубной решеткой и крышками. Толщина стенки кожуха определяется максимальным давлением рабочей среды и диаметром аппарата, но не меньше 4 мм. К цилиндрическим кромкам кожуха привариваются фланцы для соединения с крышками или днищами. На наружной поверхности кожуха привариваются патрубки и опоры аппарата.

Трубки кожухотрубчатых аппаратов изготавливают прямыми или изогнутыми (U-образными) диаметром от 12 до 57 мм.

Материал трубок выбирается в зависимости от среды, омывающей ее поверхность. Применяются трубки из стали, латуни и специальных сплавов.

Трубные решетки служат для закрепления в них труб при помощи развальцовки, заварки, запайки или сальниковых соединений. Трубные решетки зажимаются болтами между фланцами кожуха и крышки или привариваются к кожуху, либо соединяются болтами только с фланцами свободной камеры (см. рис. 4.5).

Крышки кожухотрубчатых аппаратов имеют форму плоских плит, конусов, сфер, а чаще всего выпуклых или вогнутых эллипсов.

Секционные теплообменники (рис. 4.6) представляют собой разновидность трубчатых аппаратов и состоят из нескольких последовательно соединенных секций, каждая из которых представляет собой кожухотрубчатый теплообменник с малым числом труб и кожухом небольшого диаметра.

В секционных теплообменниках при одинаковых расходах жидкостей скорости движения теплоносителей в трубах и межтрубном пространстве почти равновелики, что обеспечивает повышенные коэффициенты теплопередачи по сравнению с обычными трубчатыми теплообменниками. Простейшим из этого типа

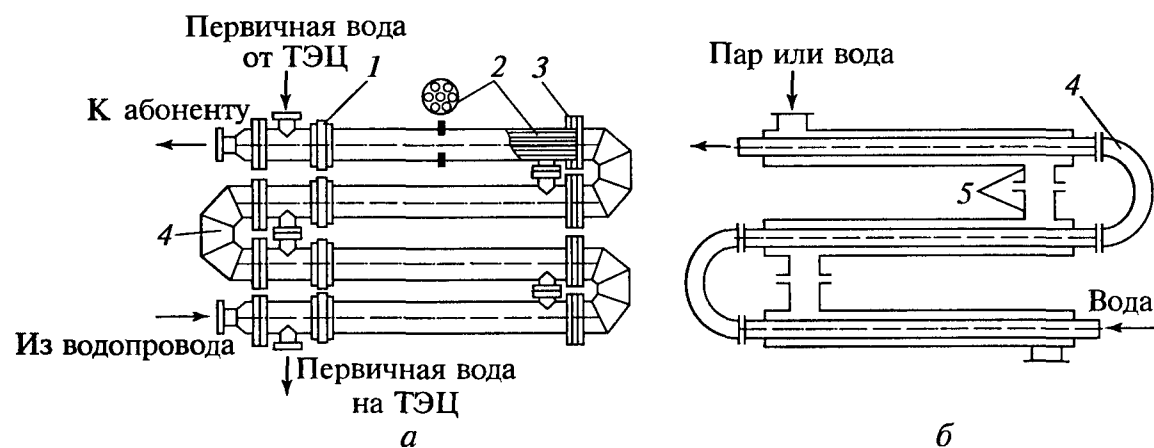


Рис. 4.6. Секционные теплообменники:

а — водяной подогреватель теплосети; б — типа «труба в трубе»; 1 — линзовый компенсатор; 2 — трубки; 3 — трубная решетка с фланцевым соединением с кожухом; 4 — «калач»; 5 — соединительные патрубки

является теплообменник «труба в трубе» (в наружную трубу вставлена труба меньшего диаметра). Все элементы аппарата соединены сваркой.

Недостатками секционных теплообменников являются: высокая стоимость единицы поверхности нагрева, так как деление ее на секции вызывает увеличение количества наиболее дорогих элементов аппарата — трубных решеток, фланцевых соединений, переходных камер, компенсаторов и т.д.; значительные гидравлические сопротивления вследствие различных поворотов и переходов вызывают повышенный расход электроэнергии на привод прокачивающего теплоноситель насоса.

Кожухи серийных секционных теплообменников изготавливают из труб длиной до 4 м, внутренним диаметром от 50 до 305 мм. Число труб в секции составляет от 4 до 151, поверхность нагрева от 0,75 до 26 м², трубы латунные диаметром 16/14 мм. Отношение поверхности нагрева к объему теплообменника достигает 80 м²/м³, а удельный конструкционный вес составляет 50...80 кг/м² поверхности нагрева.

Спиральные теплообменники (рис. 4.7) состоят из двух спиральных каналов прямоугольного сечения, по которым движутся теплоносители I и II. Каналы образуются металлическими листами, которые служат поверхностью теплообмена. Внутренние концы спиралей соединены разделительной перегородкой. Для обеспечения жесткости конструкции и фиксирования расстояния между спиралью приваривают бобышки. С торцов спиралей закрывают крышками и стягивают болтами.

Горизонтальные спиральные теплообменники применяют для теплообмена между двумя жидкостями. Для теплообмена между конденсирующимся паром и жидкостью используют вертикаль-

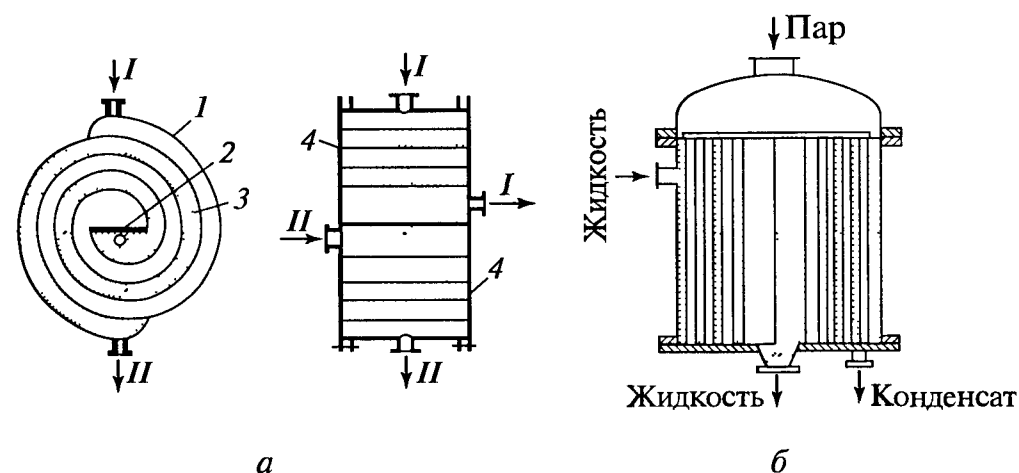


Рис. 4.7. Типы спиральных теплообменников:

а — горизонтальный; б — вертикальный; 1, 3 — листы; 2 — разделительная перегородка; 4 — крышки; I, II — теплоносители

ные спиральные теплообменники. Такие теплообменники применяют в качестве конденсаторов и паровых подогревателей для жидкости.

К достоинствам спиральных теплообменников можно отнести компактность (большая поверхность теплообмена в единице объема, чем у многоходовых трубчатых теплообменников) при одинаковых коэффициентах теплопередачи и меньшее гидравлическое сопротивление для прохода теплоносителей. К недостаткам — сложность изготовления и ремонта и пригодность работы под избыточным давлением не выше 1,0 МПа.

Пластинчатые теплообменники имеют плоские поверхности теплообмена. Обычно такие теплообменники применяют для теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи которых одинаковы.

Недостатками изготавливавшихся до недавнего времени пластинчатых теплообменников являлись малая герметичность и незначительные перепады давлений между теплоносителями.

В последнее время изготавливают компактные разборные пластинчатые теплообменники, состоящие из штампованных металлических листов с внешними выступами, расположенными в коридорном или шахматном порядке. Такие конструкции применяют для теплообмена между жидкостями и газами и работают при перепадах давлений до 12 МПа. На рис. 4.8 представлено несколько конструкций теплообменников такого типа. Благодаря незначительному расстоянию между пластинами (6...8 мм) такие теплообменники весьма компактны. Удельная поверхность нагрева F/V составляет 200...300 м²/м³. Поэтому пластинчатые теплообменники в ряде случаев вытесняют трубчатые и спиральные.

В табл. 4.2 для сравнения представлены некоторые характеристики рекуперативных теплообменников, из которых видно, что

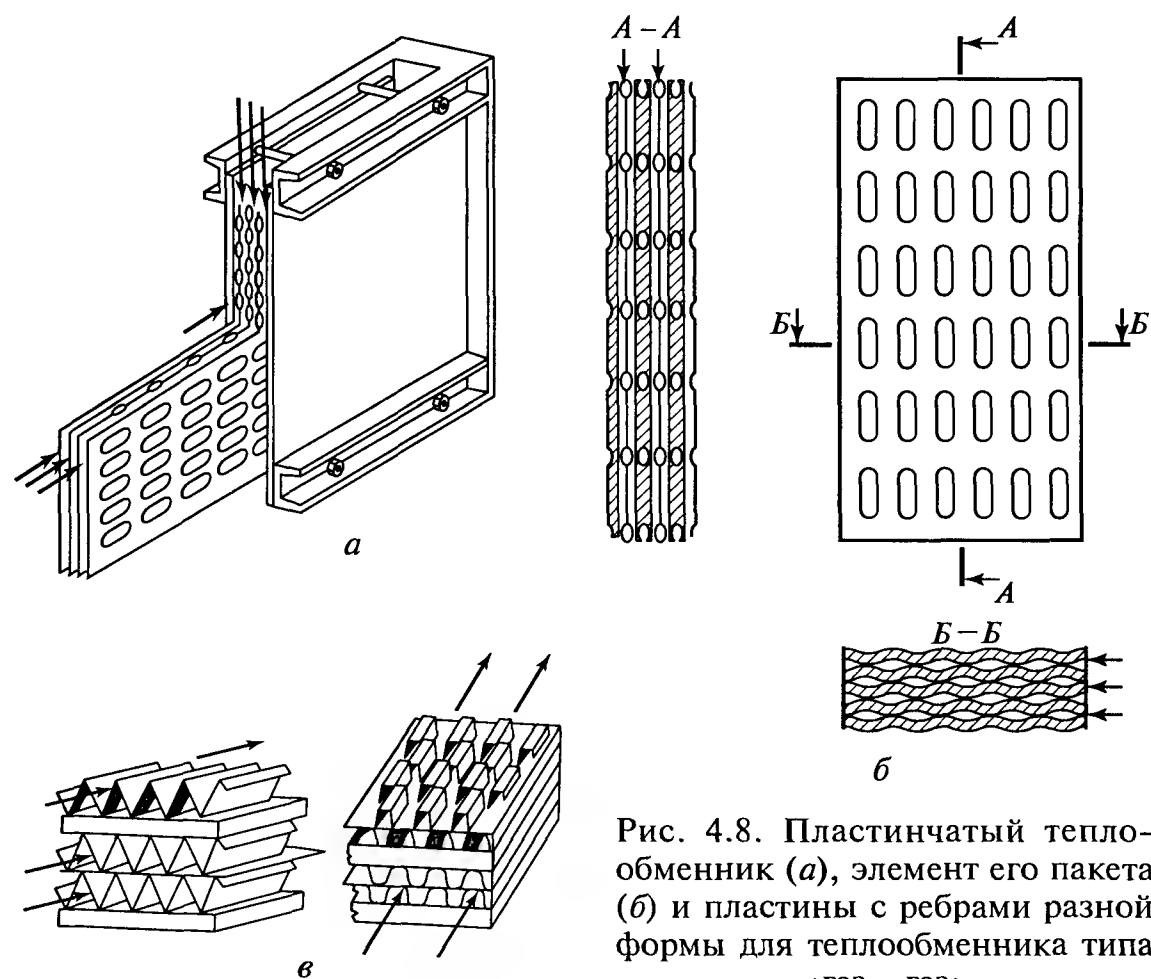


Рис. 4.8. Пластиновый теплообменник (а), элемент его пакета (б) и пластины с ребрами разной формы для теплообменника типа «газ — газ»

площадь поверхности теплообмена, приходящаяся на единицу объема, у пластинчатых устройств небольшая, а масса, приходящаяся на 1 м² поверхности теплообмена, наименьшая. Это предопределяет применение пластинчатых теплообменников в транспортных тепловых установках, авиационных двигателях, криоген-

Таблица 4.2

Характеристики компактности и металлоемкости рекуперативных теплообменников

Тип теплообменного аппарата	Площадь на единицу объема, м ² /м ³	Масса на 1 м ² поверхности, кг/м ²
Трубчатые:		
кожухотрубчатый	18...40	35...80
секционный	4...15	175...200
Пластиновые:		
с гладкими листами	10...60	5...20
спиральный	34...72	30...50
штампованный	300...600	5...10
(волнистый или сферический)		
пластинчатый с ребрами	600...1800	2...4

ных системах, где при высокой эффективности процесса необходимы компактность и малая масса.

Органически такой конструкции присущи следующие недостатки: трудность чистки внутри каналов, ремонта, частичной замены поверхности теплообмена, а также невозможность изготовления пластинчатых теплообменников из чугуна и хрупких материалов и длительная эксплуатация.

В настоящее время в системах теплоснабжения жилищно-коммунальных хозяйств и ряда промышленных предприятий в качестве подогревателей горячего водоснабжения (ГВС) и отопления устанавливаются пластинчатые теплообменники (рис. 4.9) вместо ранее используемых для этих целей традиционных секционных кожухотрубных подогревателей. Это связано с целым рядом обстоятельств и преимуществ.

1. Коэффициент теплопередачи в пластинчатых теплообменниках в 3...4 раза больше, чем в кожухотрубных, благодаря специ-

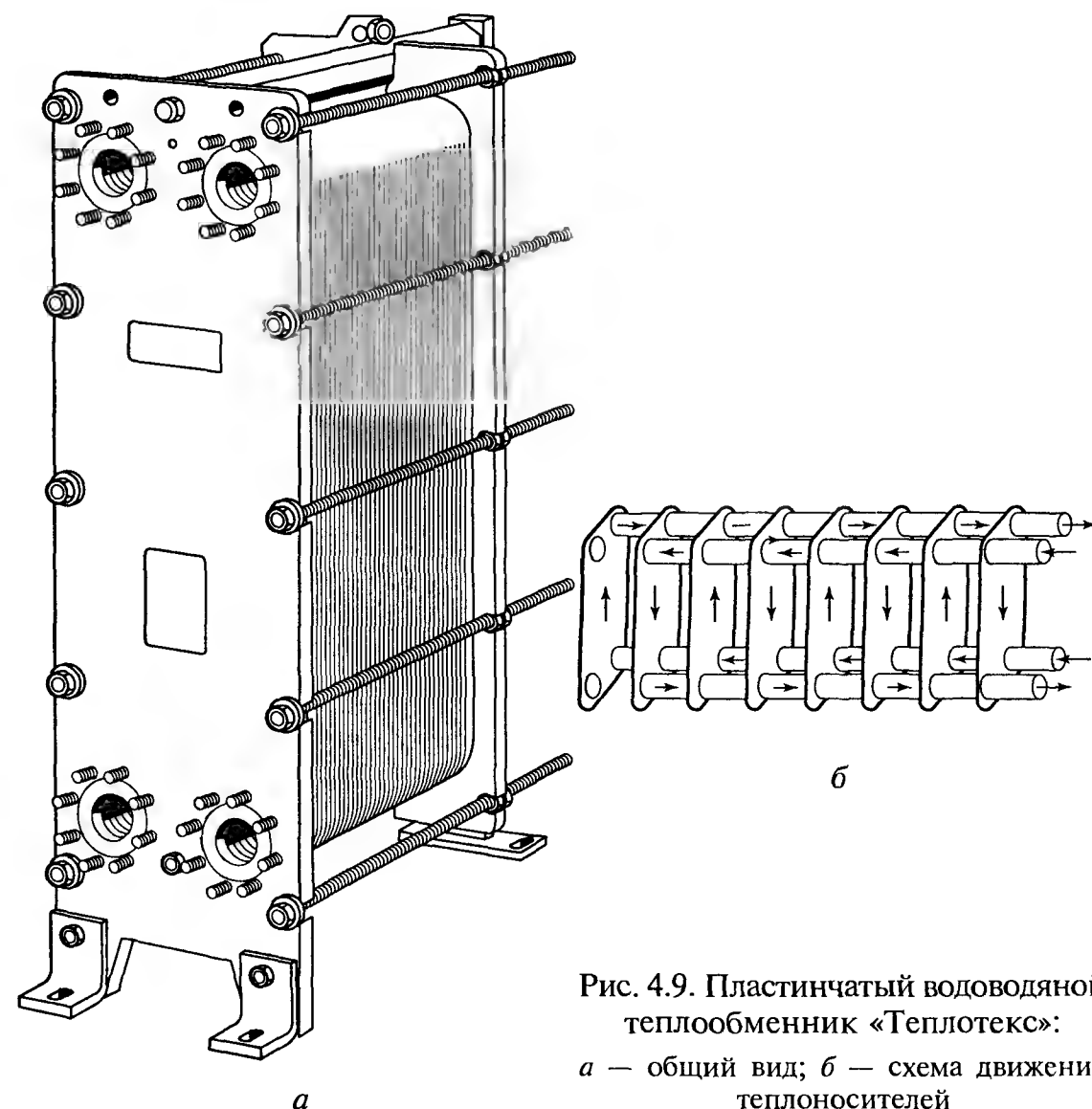


Рис. 4.9. Пластиновый водоводяной теплообменник «Теплотекс»: а — общий вид; б — схема движения теплоносителей

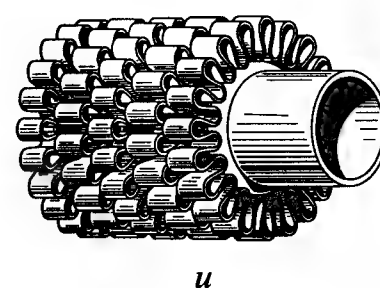
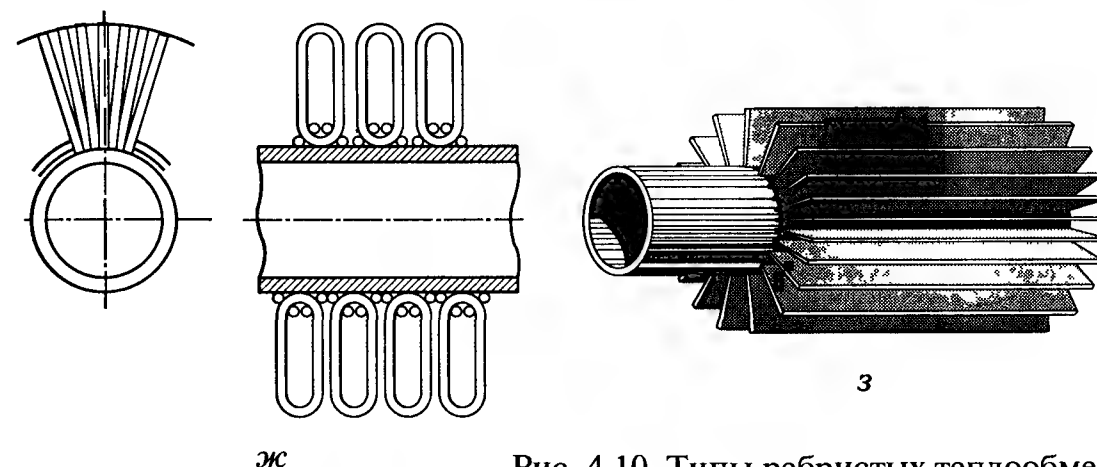
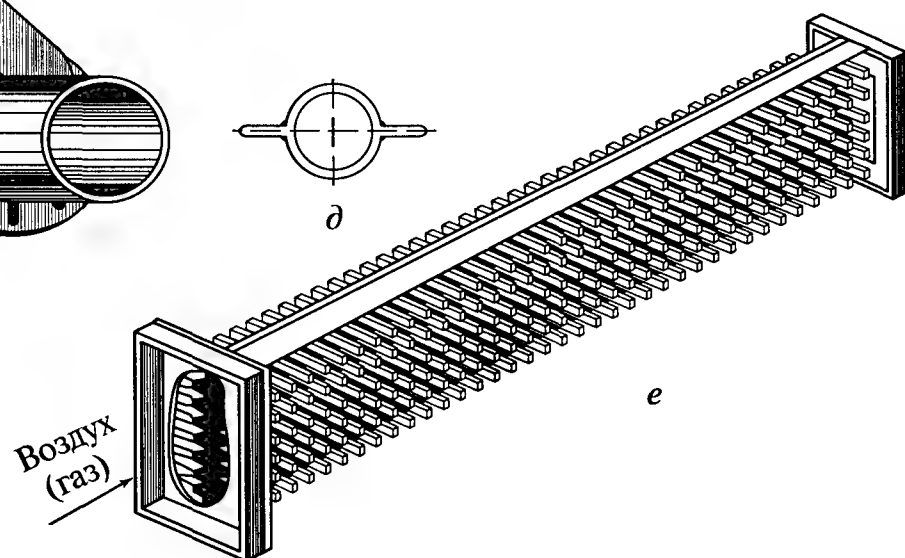
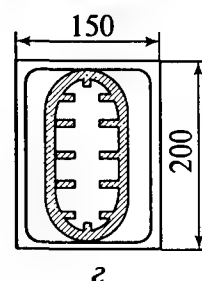
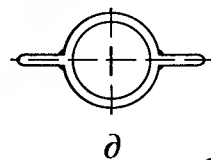
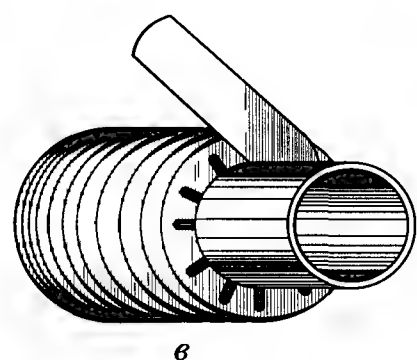
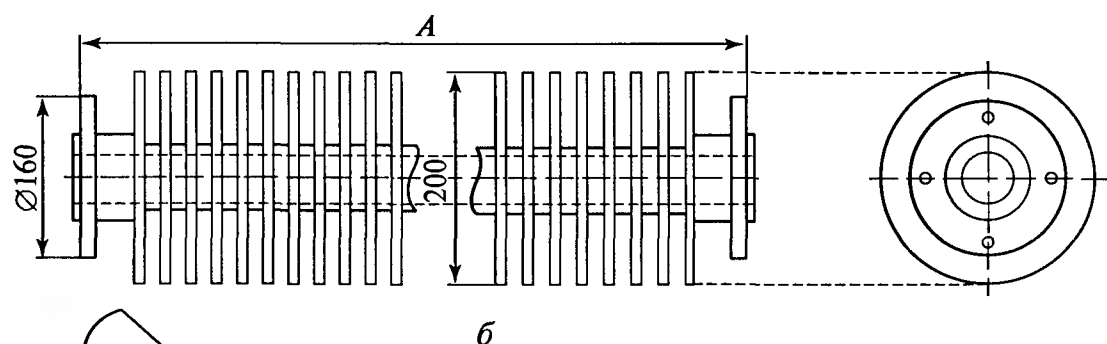
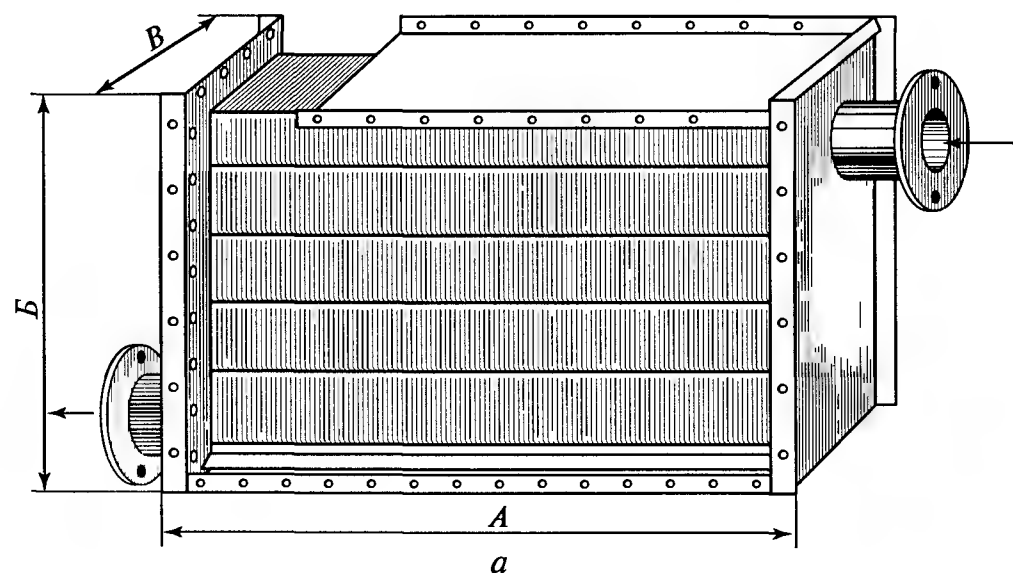
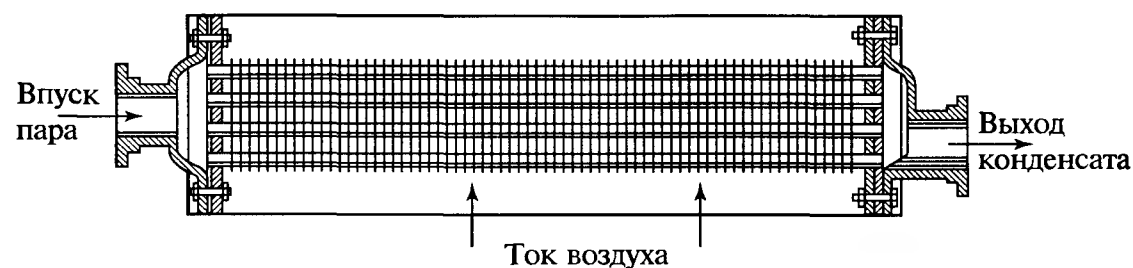


Рис. 4.10. Типы ребристых теплообменников:

a — пластинчатый; *b* — чугунная труба с круглыми ребрами; *v* — трубка со спиральным оребрением; *z* — чугунная труба с внутренним оребрением; *d* — плавниковое оребрение трубок; *e* — чугунная труба с двусторонним игольчатым оребрением; *ж* — проволочное (биспиральное) оребрение трубок; *з* — продольное оребрение труб; *и* — много-ребристая трубка

альному гофрированному профилю проточной части пластины, обеспечивающему высокую степень турбулизации потоков теплоносителей. Соответственно в 3...4 раза поверхность пластинчатых теплообменников меньше, чем кожухотрубных.

2. Пластинчатые теплообменники имеют малую металлоемкость, очень компактны, их можно установить в небольшом помещении.

3. В отличие от кожухотрубных они легко разбираются и быстро чистятся. При этом не требуется демонтаж подводящих трубопроводов.

4. В пластинчатом теплообменнике можно легко и быстро заменить пластину или прокладку, а также увеличить его поверхность, если со временем возрастет тепловая нагрузка.

Секционные кожухотрубные теплообменники трудно точно рассчитать на требуемую тепловую производительность и допустимые потери напора, так как поверхность одной секции велика и достигает 28 м² (при $D_y = 300$ мм).

Пластинчатые теплообменники набираются из отдельных пластин, поверхность нагрева которых, как правило, не превышает одного метра. Это обстоятельство в сочетании с оптимально выбранным типом пластины позволяет точно без лишнего запаса выбрать теплопередающую поверхность теплообменника.

По своим техническим характеристикам теплообменники «Теплотекс» являются разборными и одноходовыми; материал пласти-

ны — сталь ALSL 316; толщина пластины — 0,5...0,6 мм; материал прокладки — резина EPDM; максимальная рабочая температура теплоносителя — 150 °С; рабочее давление — 1...2,5 МПа; расходы воды в зависимости от типа теплообменника от 2 до 100 кг/с; поверхность — от 1,5 до 373 м².

Ребристые теплообменники применяются в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи для одного из теплоносителей значительно ниже, чем для второго. Поверхность теплообмена со стороны теплоносителя с низким значением α увеличивают по сравнению с поверхностью теплообмена со стороны другого теплоносителя. В таких аппаратах поверхность теплообмена имеет на одной стороне ребра различной формы (рис. 4.10). Как видно из рисунка, ребристые теплообменники изготавливают самых различных конструкций. При этом ребра выполняют поперечными, продольными, в виде игл, спиралей, из витой проволоки и т.д.

4.4. Расчет теплообменных аппаратов поверхностного типа

Виды расчета. Конструкции теплообменных аппаратов весьма разнообразны, однако существует общая методика теплотехнических расчетов, которую можно применить для частных расчетов в зависимости от имеющихся исходных данных.

Существуют два вида расчетов: конструкторский (проектный) и поверочный.

Конструкторский расчет выполняется при проектировании теплообменного аппарата, когда заданы теплопроизводительность аппарата, теплоносители, их расходы и параметры. Целью конструкторского расчета является определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного типа аппарата. Конструкторский расчет состоит из теплового (теплотехнического), гидравлического и механического расчетов.

Поверочный расчет производится для установления возможности применения имеющихся или стандартных теплообменных аппаратов для необходимых технологических процессов. При поверочном расчете заданы размеры аппарата и условия его работы; требуется определить конечные параметры теплоносителей и теплопроизводительность аппарата. Следовательно, целью расчета является выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы аппарата. В некоторых случаях при таком расчете теплопроизводительность аппарата является заданной, а требуется определить, например, расход и начальную температуру одной из сред.

Теплообмен между теплоносителями существенно изменяется в зависимости от физических свойств и параметров движущихся

сред, а также от гидродинамических условий движения. Физические параметры теплоносителей зависят от температуры и определяются по справочникам в зависимости от выбранной средней температуры среды.

Средняя температура среды $t_{\text{ср}}$ приближенно определяется как среднее арифметическое начальной $t_{\text{н}}$ и конечной $t_{\text{к}}$ температур:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}.$$

Основными физическими параметрами рабочих сред являются: плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность, температура кипения, скрытая теплота испарения или конденсации и др. Значения этих параметров можно найти в справочной литературе.

Конструкторский тепловой расчет состоит в совместном решении уравнений тепловых балансов, определяющих теплопроизводительность аппарата, и уравнений теплопередачи.

Для аппаратов, работающих без изменения агрегатного (фазового) состояния теплоносителей, уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) \eta_{\text{п}} = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2). \quad (4.1)$$

Для аппаратов с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей уравнение можно записать в виде

$$Q = D_1 (i_1 - i_k) \eta_{\text{п}} = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \quad (4.2)$$

где Q — тепловая производительность, Вт; G_1 и G_2 — расходы теплоносителей (воздуха, газов и т.п.), не изменяющих агрегатного состояния, кг/с; D_1 — расход теплоносителя, изменяющего агрегатное состояние, кг/с; c_1 и c_2 — теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг · К); t'_1 , t''_1 , t'_2 и t''_2 — начальные и конечные температуры теплоносителей, °С; i — энтальпия пара, Дж/кг; i_k — энтальпия конденсата, Дж/кг; $\eta_{\text{п}}$ — коэффициент, учитывающий потери теплоты аппаратом в окружающую среду.

На основе уравнений (4.1) и (4.2) определяют расход теплоносителей:

а) для теплообмена без изменения агрегатного состояния теплоносителей

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t'_1 - t''_1) \eta_{\text{п}}} \quad \text{и} \quad G_2 = \frac{Q}{c_2 (t''_2 - t'_2) \eta_{\text{п}}};$$

б) для теплообмена при изменении агрегатного состояния одного или обоих теплоносителей

$$D_1 = \frac{G_2 c_2 (t_2'' - t_2')}{(i_1 - i_k) \eta_n}.$$

Поверхность нагрева теплообменника определяют из уравнения теплопередачи:

$$Q = KF\Delta t, \text{ Вт}, \quad (4.3)$$

где K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F — поверхность нагрева, м²; Δt — средняя разность температур между теплоносителями, °С.

Для трубчатого теплообменника

$$F = \pi d_{\text{ср}} L n z,$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр трубки, м; L — длина трубки, м; n — число трубок в одном ходу; z — число ходов.

Для пластинчатого теплообменника из нерифленых листов

$$F = abn,$$

где F — поверхность пластин с одной стороны, м²; a — ширина пластины, м; b — высота пластины, м; n — число пластин.

В большинстве случаев интенсификация теплообмена (большие коэффициенты теплопередачи) и малые поверхности нагрева аппарата достигаются за счет больших скоростей теплоносителей, однако это вызывает большие гидравлические сопротивления и требует значительного расхода электроэнергии на эксплуатацию теплообменника. Поэтому часто бывает необходимо произвести технико-экономический расчет для выбора наивыгоднейших скоростей теплоносителей.

В некоторых случаях гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата может быть задано, например, если он должен быть включен между прямой и обратной линиями теплофикационной сети и нужно уложиться в располагаемую разность давлений.

Для наиболее часто применяемых диаметров труб (57, 38 и 25 мм) рекомендуются скорости жидкости 1,5...2 м/с и не выше 3 м/с; низший предел скорости для большинства жидкостей составляет 0,06...0,3 м/с. Для маловязких жидкостей скорость, соответствующая $Re = 10^4$, не превышает 0,2...0,3 м/с. Для вязких жидкостей турбулентность потока достигается при значительно больших скоростях, поэтому при расчетах приходится допускать переходный или даже ламинарный режим.

Для газов при атмосферном давлении допускаются скорости до 25 м/с, а массовые скорости 15...20 кг/(м²·с), низший предел 2...2,5 кг/(м²·с), для насыщенных паров при конденсации рекомендуются скорости до 10 м/с.

Рекомендуются следующие скорости движения теплоносителей в подводящих патрубках, м/с:

для жидкостей	1,5 ... 3
конденсата греющего пара	1 ... 2
насыщенного пара	20 ... 30
перегретого пара	до 50 и более

Из уравнения (4.3) следует, что для определения поверхности нагрева предварительно требуется найти коэффициент теплопередачи и средний температурный напор, а также выбрать схему движения теплоносителей в аппарате так, чтобы получить максимальную среднюю разность температур. Это создает наилучшие условия для теплопередачи.

Движение теплоносителей I и II (рис. 4.11) может быть прямоточным, противоточным, перекрестного и смешанного тока (со сложным направлением движения теплоносителей).

Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена определяется схемой движения и соотношением теплостоемостей массовых расходов теплоносителей. На рис. 4.12 представлены графики изменения температур для трех возможных соотношений теплостоемостей и массовых расходов теплоносителей.

Если температура обоих теплоносителей изменяется вдоль поверхности теплообмена, то при противотоке и прямотоке

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (4.4)$$

где Δt_6 и Δt_m — большая и меньшая разности температур между первичными и вторичными теплоносителями на концах теплообменника.

Полученная разность температур $\Delta t_{\text{ср}}$ называется среднелогарифмическим температурным напором. Формула (4.4) справедлива для простейших схем аппаратов при условии постоянства мас-

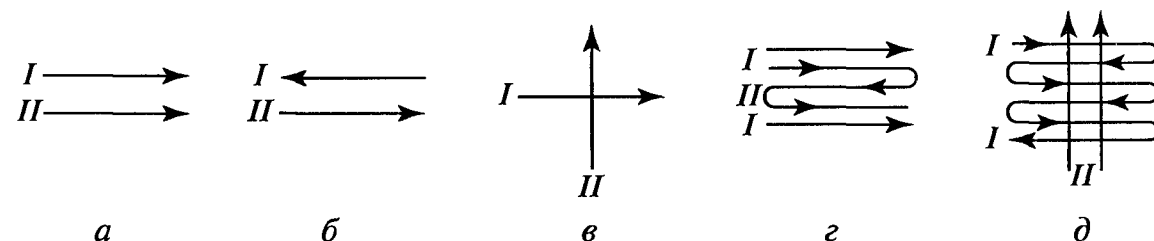


Рис. 4.11. Схемы движения теплоносителей в теплообменниках:

a — прямоток; $б$ — противоток; $в$ — перекрестный ток; $г$ — прямоток и противоток одновременно; $д$ — многократно перекрестный ток; I, II — теплоносители

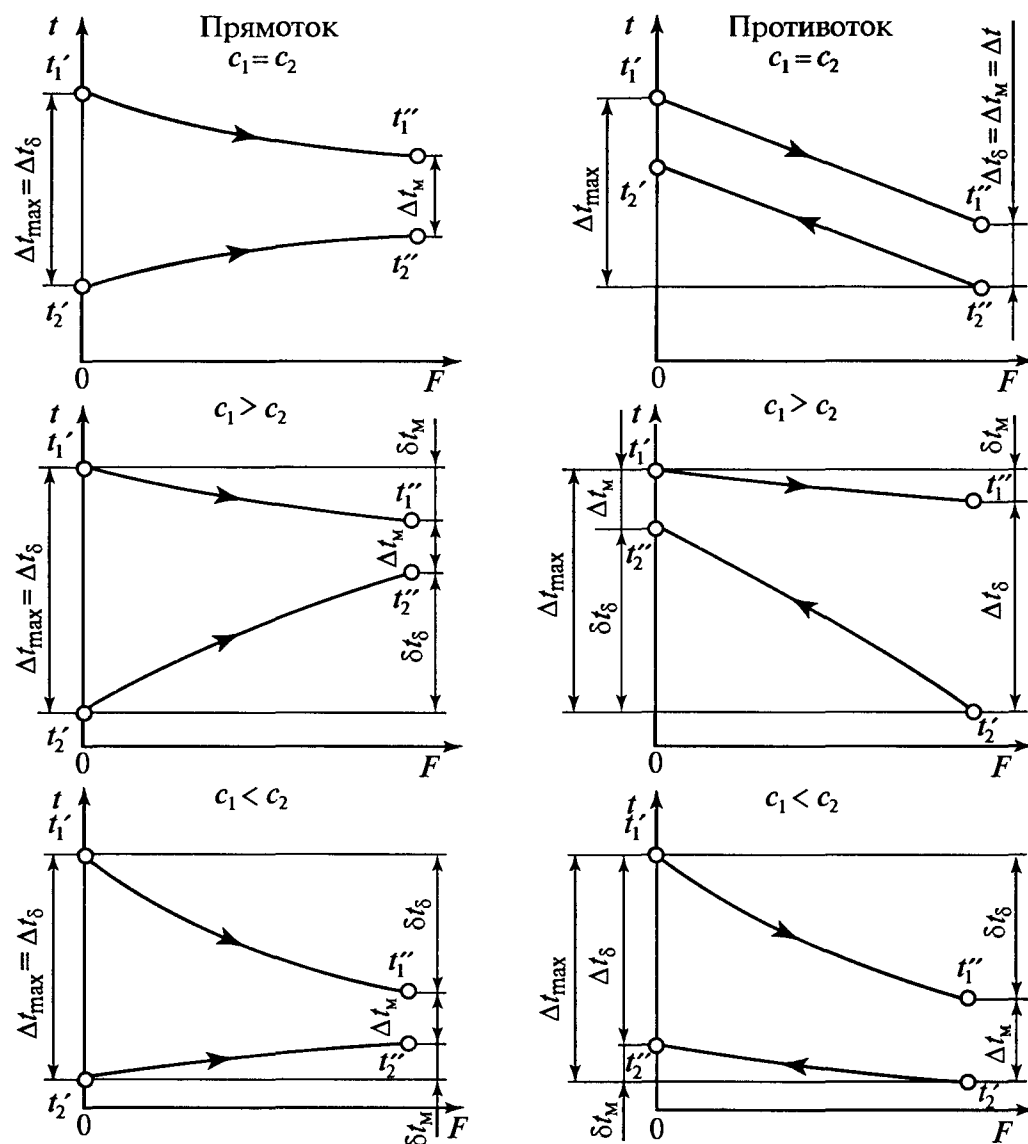


Рис. 4.12. Изменение температур теплоносителей по поверхности аппарата при прямотоке и противотоке

сового расхода теплоносителей и коэффициента теплопередачи вдоль всей поверхности теплообмена.

Расчет средней разности температур для сложных схем движения теплоносителей производят следующим образом: сначала определяют температурный напор по формуле (4.4), а затем находят вспомогательные величины:

$$P = \frac{t_2'' - t_1'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\max}};$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2},$$

где δt_1 и δt_2 — приращения температур горячего и холодного теплоносителей.

Величина P представляет собой отношение степени нагрева холодной среды к максимально возможному перепаду температур, величина R — отношение степени охлаждения горячей среды к степени нагрева холодной среды.

В зависимости от величин P и R из графика, приведенного на рис. 4.13, определяют поправку $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$. Температурный напор находится по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{прот.}}$$

В тех случаях, когда температура теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно, средняя разность температур вычисляется по упрощенной формуле как средняя арифметическая крайних напоров:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}. \quad (4.5)$$

Так как значения среднеарифметического температурного напора всегда больше, чем среднелогарифмического, то расчет по формуле (4.5) справедлив при $\Delta t_6 / \Delta t_m < 2$.

В теплообменных аппаратах противоток имеет ряд преимуществ по сравнению с прямотоком, поэтому он получил большее распространение и его следует применять во всех случаях, когда этому не препятствуют требования технологии или другие обстоятельства. При прямотоке конечная температура нагреваемого теплоносителя не может быть выше конечной температуры греющего, в то время как противоток свободен от этого ограничения (см. рис. 4.12).

Определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи. Коэффициент теплопередачи K представляет собой количественную расчетную величину, характеризующую сложный теплообмен. Он зависит от коэффициентов теплоотдачи, термического сопротивления стенки и загрязнений. Для плоской стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}},$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя; δ — толщина стенки аппарата; λ — коэффициент теплопроводности

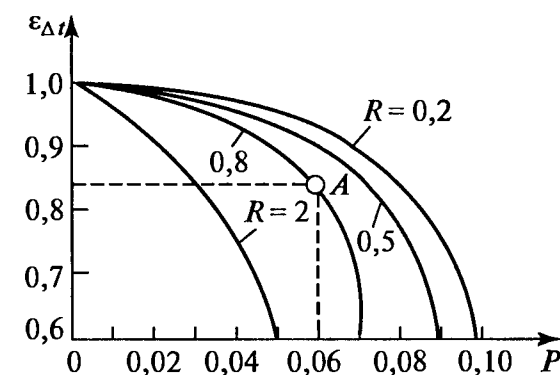


Рис. 4.13. Графики для определения поправочного коэффициента $\varepsilon_{\Delta t}$

материала стенки; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю; $R_{\text{заг}}$ — термическое сопротивление, учитывающее загрязнение с обеих сторон стенки (накипь, сажа и пр.), $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Для стенки, имеющей другие геометрические формы (цилиндрической, шаровой, многослойной плоской, многослойной цилиндрической, многослойной шаровой, ребристой и т.д.), расчетные формулы для определения коэффициента теплопередачи можно найти в справочной литературе. Если стенка трубы тонкая, то достаточно точно его можно рассчитать по формуле для плоской стенки. Так, при $d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} < 2$ погрешность не превышает 4 %.

Ориентировочные значения термического сопротивления для некоторых случаев загрязнения поверхности стенки приведены в табл. 4.3.

Если теплопроводность слоя загрязнения неизвестна, подсчитывают коэффициент теплопередачи K для чистой стенки и вводят поправку на ее загрязнение при помощи коэффициента ϕ использования поверхности теплообмена:

$$K_{\text{расч}} = K_{\text{чист ст}} \cdot \phi.$$

Таблица 4.3

Значения термического сопротивления для некоторых случаев загрязнения поверхности стенки

Теплоноситель, из которого откладывается загрязнение на поверхность теплообмена	Термическое сопротивление загрязнения $R_{\text{заг}} = \delta/\lambda, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$
Машинное или трансформаторное масло	0,0002
Растительное масло	0,0006
Органические жидкости	0,0002
Холодные рассолы	0,0002
Очищенная водопроводная вода	0,0002
Дистиллированная вода	0,0002
Колодезная вода	0,0002
Водопроводная вода речная	0,0004 ... 0,0006
Бензин	0,0001
Смолы и битум	0,002
Сырая нефть	0,001 ... 0,0004
Сырой лигроин	0,0004 ... 0,0008
Газ коксовых печей и другие газы	0,002
Конденсирующиеся органические пары	0,0002

Для большинства аппаратов числовое значение коэффициента ϕ лежит в пределах 0,65 ... 0,85. В случае большого выпадения осадков из теплоносителей на поверхности теплообмена (например, из морской воды на поверхность судовых маслоохладителей при некоторых режимах работы) коэффициент $\phi = 0,4 ... 0,5$.

Коэффициенты теплоотдачи α определяются в большинстве случаев из выражения для критерия Нуссельта:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_3},$$

где Nu — безразмерный критерий подобия — критерий Нуссельта; λ — коэффициент теплопроводности того теплоносителя, для которого определяется коэффициент теплоотдачи; d_3 — эквивалентный диаметр, $d_3 = 4F/\Pi$; F — площадь поперечного сечения; Π — смоченный периметр.

Критерий Nu определяется в зависимости от характера движения и агрегатного состояния теплоносителей по критериальным уравнениям различного вида.

Обобщение экспериментальных данных различных исследователей по расчету среднего коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении различных жидкостей (кроме жидких металлов) для диапазона чисел Рейнольдса $Re = 10^4 ... 5 \cdot 10^6$ дает следующее критериальное уравнение:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_6/Pr_c)^{0,25} \varepsilon_l, \tag{4.6}$$

где $Re_{\text{ж}}$ — критерий Рейнольдса, определенный при температуре жидкости и определяющем размере трубы; $Pr_{\text{ж}}$ — критерий Прандтля, определенный при температуре жидкости; Pr_c — критерий Прандтля, определенный при температуре стенки; ε_l — коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы (при $l/d \geq 50$ $\varepsilon_l = 1$, при $l/d < 50$ необходимо учитывать влияние начального термического участка; значения ε_l в зависимости от числа Re и отношения l/d приведены в справочной литературе).

В уравнении (4.6) за определяющую температуру принята средняя температура жидкости, а за определяющий размер — внутренний диаметр трубы; диапазон значений критерия Прандтля, удовлетворяющий этому уравнению, довольно широк и составляет 0,6 ... 2500.

Величина поверхности теплообмена F определяется из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}},$$

где Q — тепловая нагрузка аппарата (определяется из теплового баланса); K — коэффициент теплопередачи; $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур.

По поверхности теплообмена подбирают теплообменный аппарат и определяют конструктивные размеры аппарата.

Контрольные вопросы

1. Какие устройства называются теплообменными аппаратами?
2. Как классифицируются теплообменные аппараты?
3. Дайте определения рекуперативного и смешивающего теплообменников.
4. Перечислите основные теплоносители, их характеристики и требования, которым они должны удовлетворять.
5. Назовите основные конструктивные типы теплообменников.
6. Укажите достоинства и недостатки спиральных и пластинчатых теплообменников.
7. Для чего применяют ребристые теплообменники?
8. Напишите основные уравнения, применяемые при тепловом расчете поверхностных аппаратов.
9. Изобразите характерные схемы движения теплоносителей и поясните их.
10. Как определяется средний температурный напор между теплоносителями?
11. Как влияют загрязнения поверхностей нагрева на работу теплообменного аппарата?

Глава 5 ТОПЛИВО И ЕГО СЖИГАНИЕ

5.1. Виды топлива

Основные сведения. По определению Д. И. Менделеева «топливом называется горючее вещество, умышленно сжигаемое для получения теплоты». Топливом может быть названо любое вещество, способное при горении (окислении) выделять значительное количество теплоты. Практическая целесообразность топлива определяется его количественными запасами, удобством добычи, скоростью горения, теплотворной способностью, возможностью длительного хранения и безвредностью продуктов сгорания для людей, растительного и животного мира, а также оборудования. Существуют естественные (природные) виды топлива и искусственные. По агрегатному состоянию топливо бывает твердое, жидкое и газообразное.

К твердому топливу относят: антрацит, каменный и бурый уголь, торф, дрова, сланцы, отходы лесопильных заводов и деревообрабатывающих цехов, а также растительные отходы сельскохозяйственного производства — солому, костру, лузгу, чинголак и др.

К жидкому топливу относят нефть, а также различные продукты ее переработки: бензин, керосин, лигроин, разнообразные масла и остаточный продукт нефтепереработки — мазут. Сырую нефть в качестве топлива в котельных не применяют. В топках паровых котлов сжигают мазут.

Искусственное жидкое топливо и горючие смолы, а также масла получают при переработке твердых топлив.

К газообразному топливу относят природный газ, добываемый из недр земли, попутный нефтяной газ, газообразные отходы металлургического производства (коксовый и доменный газы), крекинг-газ, а также генераторный газ, получаемый искусственным путем из твердого топлива в особых газогенераторных установках.

Элементарный состав твердого и жидкого топлива. Топливо в том виде, в каком оно поступает для сжигания в топку или в

двигатели внутреннего сгорания и специальные аппараты, называется рабочим.

В общем случае в состав рабочего (твердого или жидкого) топлива входят углерод С, водород Н, кислород О, азот N и летучая сера S, а также негорючие минеральные примеси — зола А и влага W.

Для рабочей массы топлива очевидно равенство

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100 \%,$$

где C^p , H^p , O^p и т. д. — элементы рабочего топлива в процентах от общей массы топлива.

Характеристика топлива по составу его рабочей массы является весьма неустойчивой, так как для одного и того же сорта топлива в зависимости от способа его добычи, транспортирования и хранения содержание в нем S^p , A^p и W^p может значительно колебаться.

Влага, содержащаяся в топливе совместно с золой, называется балластом топлива. Балласт значительно снижает ценность топлива и уменьшает его теплоту сгорания. Влага в топливе вредна тем, что, во-первых, на ее испарение при горении расходуется тепло и, во-вторых, уменьшается относительное количество горючего вещества в топливе. Наличие золы не только снижает теплоту сгорания, но значительно затрудняет процесс горения в топке и ее эксплуатацию.

В естественных видах ископаемого твердого топлива встречается сера трех разновидностей:

органическая S^o , связанная с другими элементами топлива С, Н, N и О в виде сложных органических соединений;

колчеданная S^k в виде пирита, колчедана FeS_2 ;

сульфатная $S^{сульф}$ в виде солей серной кислоты (гипс, $FeSO_4$ и др.).

Сульфаты представляют собой высокие окислы серы, поэтому находящаяся в них сера гореть не может. Присутствующая в топливе органическая и колчеданная сера сгорает, образуя токсичный сернистый ангидрид SO_2 , и (в небольших количествах) еще более токсичный серный ангидрид SO_3 . Выброс их с продуктами сгорания вызывает загрязнение атмосферы.

Органическая и колчеданная сера образуют вместе летучую горючую серу $S_{л}$. Таким образом, общее содержание серы в топливе

$$S_{общ} = S^o + S^k + S^{сульф} = S_{л} + S^{сульф}.$$

Следовательно, в горючую часть топлива входит только летучая сера, остальная сера в горении участия не принимает и может быть отнесена к балласту (зола топлива).

Для правильного представления о тепловых свойствах топлива вводится понятие горючей массы, для которой

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S^r_{л} = 100 \%,$$

где верхний индекс показывает, что процентный состав отдельных элементов отнесен к горючей массе.

Название «горючая масса» носит условный характер, так как действительно горючими ее элементами является только углерод, водород и сера. Углерод — преобладающий компонент твердых и жидких топлив, в топливах его обычно содержится от 50 до 95 %, тогда как содержание водорода H^r колеблется в пределах от 1 до 11, а серы S^r от 0 до 8 %. Горючую массу можно характеризовать как топливо, не содержащее золы и в абсолютно сухом состоянии. Содержание азота в горючей массе твердых топлив обычно составляет 1...2 % по массе. Несмотря на столь малое количество азот является весьма вредным компонентом, поскольку при сгорании азотсодержащих соединений в высокотемпературных топках образуются сильнотоксичные оксиды NO и NO_2 (они образуются также и из атмосферного азота, но в меньшей степени).

Для топлива, содержащего большое количество влаги (бурый уголь, торф, дрова, некоторые растительные отходы), в некоторых случаях удобно использовать понятие сухой массы, т.е. характеризовать состав абсолютно сухого топлива суммой элементов C^c , H^c , O^c , N^c , S^c и A^c . При этом

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^c + A^c = 100 \%,$$

где индекс показывает, что процентный состав отдельных элементов отнесен к сухой массе.

Для взаимного пересчета массы топлива в соответствии с понятием о массах топлива служат формулы, приведенные в табл. 5.1.

Зольность топлива. Золой называют твердый негорючий остаток, остающийся после сжигания топлива в атмосфере воздуха. Зола может быть в виде сыпучей массы с плотностью в среднем 600 кг/м^3 и в виде сплавленных пластин и кусков, называемых шлаками, с плотностью до 800 кг/м^3 .

В состав золы большинства видов твердого топлива входят: глинозем Al_2O_3 , кремниевая кислота SiO_2 , известь CaO , магнезия MgO , щелочи Na_2O и K_2O , окислы железа FeO и Fe_2O_3 .

Часть золы в топливе распределена довольно равномерно, другая часть, представляющая собой пустую породу, захваченную при разработке или добыче топлива, распределена неравномерно, но может быть сравнительно легко отделена. Процесс отделения золы, называемый обогащением твердого топлива, получил широкое распространение. Процесс этот достаточно дорогой, поэтому применяется лишь для углей, предназначенных для коксования. Энергетические угли обогащать экономически невыгодно. Более того, отходы обогащения часто используют в энергетике в качестве топлива.

Таблица 5.1

Формулы для пересчета процентного состава топлива

Заданная масса топлива	Искомая масса топлива, %		
	рабочая	сухая	горючая
Рабочая	1	$\frac{100}{100 - W^p}$	$\frac{100}{100 - (W^p + A^p)}$
Сухая	$\frac{100 - W^p}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^c}$
Горючая	$\frac{100 - (W^p + A^p)}{100}$	$\frac{100 - A^c}{100}$	1

При высокой температуре зола плавится. Степень легкоплавкости золы в значительной степени зависит от ее состава. Для оценки поведения золы при сжигании топлива весьма существенное значение имеют температуры начала деформации $t_{нд}$, размягчения t_p , а также начала жидкоплавкого состояния $t_{пл}$ золы, определяемые опытным путем.

Зола способствует разрушению обмуровки топочных устройств и поверхностей камер сгорания, оседает в газоходах теплообменных аппаратов и ускоряет износ поверхностей, обтекаемых забалластированным газовым потоком, а также засоряет окружающую местность.

Влажность топлива. Она определяется по ГОСТ 11014—70 высушиванием навески при 105...110 °С. Максимальная влажность массы W^p доходит до 50 % и более и определяет экономическую целесообразность использования данного горючего материала и возможность его сжигания. Влага снижает температуру в топке и увеличивает объем дымовых газов. Для превращения 1 кг воды комнатной температуры в пар нужно затратить 2,5 МДж теплоты. Увеличенный объем дымовых газов требует дополнительной энергии на их удаление.

Очевидно, что влага является балластной примесью, так как уменьшает тепловую ценность исходного топлива. Кроме того, часть теплоты, выделяемой топливом при его сгорании, расходуется на испарение влаги.

Различают влагу внешнюю и внутреннюю, или гигроскопическую. К *внешней* относится влага, попадающая в топливо при его добыче, хранении или транспортировании, а также капиллярная, заполняющая многочисленные поры угля и торфа. Содержание внешней влаги в различных видах топлива колеблется в широких пределах — от нескольких до десятков процентов. Эта влага может быть

сравнительно легко удалена высушиванием. *Гигроскопическая* и *коллоидная* влажности топлива зависят от его структуры и связаны с органическими веществами топлива и его минеральными примесями. Жидкое топливо содержит только внешнюю влагу в капельно-жидком состоянии в виде эмульсии. Применительно к твердому топливу в топочной технике используют *приведенную влажность* (%, кг/МДж), под которой понимают отношение влажности топлива к количеству низшей теплоты его сгорания:

$$W^n = 1000W^p / Q_n^p.$$

Если $W^n < 3$ %, то топливо считается маловлажным (антрацит, каменные угли), при $W^n = 3,89...8$ %, топливо считается высоко-влажным (торф, бурые угли). Топлива с промежуточными значениями W^n составляют группу топлив средней влажности.

Летучие вещества. При нагревании твердого топлива без доступа воздуха его органическая масса разлагается, в результате чего образуются газы, водяные и смоляные пары и углеродосодержащий остаток. Суммарное количество выделяющихся летучих веществ увеличивается с повышением температуры процесса и времени его выдержки. Этот процесс в основном заканчивается при температуре 700...800 °С, поэтому по ГОСТ 6382—75 выход летучих веществ V^r , в процентах на горючую массу, определяется путем прокаливания 1 г топлива в закрытом тигле при температуре (850 ± 10) °С в течение 7 мин. Выход летучих веществ является важнейшей характеристикой горючей массы топлива и уменьшается по мере увеличения его возраста. Чем больше выход летучих веществ, т.е. чем больше топлива превращается при нагревании в горючий газ, тем проще зажечь это топливо и легче поддерживать устойчивое горение. Органическая часть древесных и горючих сланцев при нагревании без доступа воздуха почти целиком переходит в летучие вещества ($V^r = 85...90$ %), в то время как у антрацитов $V^r = 3...4$ %. Именно большой выход летучих веществ определяет хорошую горючесть древесины.

Как видно из табл. 5.2, основной горючей составляющей частью является углерод и водород.

Жидкое топливо. Практически все жидкие топлива пока получают путем переработки нефти (бензин, керосин, дизельное топливо и мазут). Мазут, как и моторные топлива, представляет собой сложную смесь жидких углеводородов, в состав которых входят в основном углерод ($C^p = 84...86$ %) и водород ($H^p = 10...12$ %); $O^p + N^p = 1...2$ %; содержание воды и зольность не превышает 0,2...1,5 %.

Мазуты, полученные из нефти некоторых месторождений, могут содержать большое количество серы (4,5...5 %), что резко усложняет защиту окружающей среды при их сжигании.

Примерный состав и теплотехнические характеристики горючей массы твердого топлива

Топливо	Состав горючей массы, %					Выход летучих веществ V_r , %	Низшая теплота сгорания, МДж/кг	Жаропроизводительность $t_{\max}$, °C	Суммарное количество трехатомных газов в продуктах сгорания, RO_2 , max, %
	C ^r	S ^r	H ^r	O ^r	N ^r				
Дрова	51	—	6,1	42,3	0,6	85	19	1980	20,5
Торф	58	0,3	6	33,6	2,5	70	8,12	2050	19,5
Горючий сланец	60...75	4...13	7...10	12...17	0,3...1,2	80...90	7,66	2120	16,7
Бурый уголь	64...78	0,3...6	3,8...6,3	15,3	0,6...1,6	40...60	27	—	19,5
Каменный уголь	75...90	0,5...6	4...6	2...13	1...2,7	9...50	33	2130	18,7
Полуантрацит	90...94	0,5...3	3...4	2...5	1	6...9	34	2130	19,3
Антрацит	93...94	2...3	2	1...2	1	3...4	33	2150	20,2

Характеристики жидких топлив — продуктов переработки нефти приведены в табл. 5.3.

Наиболее легкие сорта бензинов применяются в авиации и называются авиационными, более тяжелые — в автотранспорте (автомобильные). Лигроин и керосин могут применяться для тракторных, турбореактивных и других двигателей.

Из указанных жидких топлив в котельных и промышленных печах сжигаются только топочные мазуты, которые классифицируются по степени их вязкости: М20, М40, М60, М80, М100 и М120 (цифры в марках мазута указывают условную вязкость в градусах Энглера).

Газообразные топлива. Газообразное топливо по сравнению с другими видами топлив имеет ряд существенных преимуществ. Газообразное топливо сгорает при небольшом избытке воздуха, образуя продукты полного горения без дыма и копоти, не дает твердых остатков, удобно для транспортирования по газопроводам на большие расстояния и позволяет простейшими средствами осуществлять сжигание в установках самых различных конструкций и мощностей. Газообразное топливо подразделяется на естественное и искусственное. Естественное, в свою очередь, делится на природное и нефтепромысловое.

Природный газ получают из чисто газовых месторождений, где он выбрасывается из недр земли под давлением, достигающим иногда до 100 ат и более. Основным его компонентом является метан CH_4 . Кроме того, в газе разных месторождений содержатся небольшие количества водорода H_2 , азота N_2 , высших углеводородов C_nH_m , оксида CO и диоксида CO_2 углерода. В процессе добычи природного газа его обычно очищают от сернистых соединений, но часть их (в основном сероводород) может оставаться. В бытовой газ для обнаружения утечек добавляют так называемые одоризаторы, придающие газу специфический запах и содержащие соединения серы. Принято считать, что концентрация водяного пара в природном газе соответствует состоянию насыщения при температуре газа в трубопроводе.

Нефтепромысловые газы выделяются в большом количестве в районах месторождений нефти и особенно в районах эксплуатации нефтяных скважин.

При добыче нефти выделяется так называемый попутный газ, содержащий меньше метана, чем природный, но больше высших углеводородов и поэтому выделяющий при сгорании больше теплоты. Проблема полного его использования сейчас весьма актуальна.

В промышленности и особенно в быту широко применяется сжиженный газ, получаемый при первичной переработке нефти и попутных нефтяных газов. По ГОСТ 20448—75 выпускают технический пропан (не менее 93 % $C_3H_8 + C_3H_6$), технический бутан (не менее 93 % $C_4H_{10} + C_4H_8$) и их смеси. Температура кон-

Характеристики жидких топлив, получаемых из нефти

Топливо	Состав горючей массы, %				Зольность сухого топлива, %	Влага рабочего топлива, %	Низшая теплота сгорания рабочего топлива, МДж/кг
	C ^r	H ^r	S ^r	O ^r + H ^r			
Бензин	85	14,9	0,05	0,05	0	0	43,8
Керосин	86	13,7	0,2	0,1	0	0	43,0
Дизельное	86,3	13,3	0,3	0,1	Следы	Следы	42,4
Соляное	86,5	12,8	0,3	0,4	0,02	Следы	42,0
Моторное	86,5	12,6	0,4	0,5	0,05	1,5	41,5
Мазут малосернистый	86,5	12,5	0,5	0,5	0,1	1,0	41,3
Мазут сернистый	85	11,8	2,5	0,7	0,15	1,0	40,2
Мазут многосернистый	84	11,5	3,5	0,5	0,1	1,0	40,0

Таблица 5.4

Состав и теплота сгорания горючих газов

Газ	Состав сухого газа, % по объему								Низшая теплота сгорания сухого газа Q _н ^c , МДж/м ³
	CH ₄	H ₂	CO	C _n H _m	O ₂	CO ₂	H ₂ C	N ₂	
Природный	94,9	—	—	3,8	—	0,4	—	0,9	36,7
Коксовый (очищенный)	22,5	57,5	6,8	1,9	0,8	2,3	0,4	7,8	16,6
Доменный	0,3	2,7	28	—	—	10,2	0,3	58,5	4,0
Сжиженный (ориентировочно)	4	Пропан 79, этан 6 и изобутан 11							88,5

денсации пропана при атмосферном давлении составляет 44,5 °С, а бутана 5 °С. Соответственно при 20 °С давление паров пропана составляет около 0,8 МПа, а бутана — около 0,2 МПа. Поэтому эти газы транспортируют в жидком виде в баллонах под небольшим давлением (менее 2 МПа). В зависимости от назначения и условий использования смеси содержание в ней пропановой и бутановой фракций должно быть разным. Например, зимой цистерны без подогрева, размещаемые на улице, должны заполняться пропаном, так как бутан при отрицательных температурах испаряться не будет. Небольшие баллоны, устанавливаемые в помещении, заполняют смесью, состоящей из пропана и бутана (примерно по 50 %), в результате чего давление в баллоне обычно не превышает 0,6 МПа.

К искусственным газам относят также: доменный газ, являющийся продуктом при выплавке чугуна на металлургических заводах; коксовый, образующийся при получении кокса в коксовых батареях; светильный, получаемый при сухой перегонке угля; генераторный, получаемый в газогенераторах, который для сжигания в топках котлов не применяют.

Коксовый и доменный газы используют, главным образом, на месте в доменном и других цехах металлургического завода. В табл. 5.4 представлены состав и теплота сгорания некоторых горючих газов.

Теплота сгорания топлива. Основной характеристикой топлива является теплота сгорания — количество теплоты (кДж), выделяемое 1 кг топлива при его полном сгорании. Теплоту сгорания

обозначают буквой Q и измеряют в килоджоулях на килограмм (в системе МКГСС — в килокалориях на килограмм).

Теплоту сгорания газообразного топлива относят обычно к 1 м^3 , взятому при нормальных условиях (температура 0°С , давление 760 мм рт.ст.), и измеряют в килоджоулях на метр кубический. Теплота сгорания зависит от химического состава топлива, условий его сжигания и может быть отнесена к органической, горючей и рабочей массе топлива. Наибольший практический интерес представляет теплота сгорания рабочей массы топлива $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$.

В продуктах сгорания топлива, содержащего водород и влагу, будет содержаться водяной пар (H_2O), обладающий определенной энтальпией, равной примерно 2510 кДж/кг . Наличие в продуктах сгорания топлива водяного пара обуславливает введение понятия высшей теплоты сгорания $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$.

Высшей теплотой сгорания рабочего топлива называют теплоту, выделяемую при полном сгорании 1 кг топлива, считая, что образующиеся при сгорании водяные пары конденсируются.

Низшей теплотой сгорания рабочего топлива называют теплоту, выделяемую при полном сгорании 1 кг топлива, за вычетом теплоты, затраченной на испарение как влаги, содержащейся в топливе, так и влаги, образующейся от сгорания водорода.

Теплоту сгорания рабочего топлива определяют в основном двумя методами:

калориметрическим (сжигают навески топлива в сжатом кислороде в особой бомбе, погруженной в воду, и точно измеряют тепло, поглощаемое водой);

аналитическим (вычисляют по формулам, учитывающим химический состав топлива).

Определение теплоты сгорания калориметрическим методом требует специального оборудования; кроме того, этот метод довольно сложен.

Чаще всего теплоту сгорания топлива определяют по формулам, учитывающим, что углерод C , водород H и сера S , участвующие в горении, выделяют определенное количество теплоты.

Наиболее распространена формула Д. И. Менделеева, которая дает достаточно точные результаты для самых разнообразных топлив. Эта формула для высшей теплоты сгорания твердых и жидких топлив имеет вид

$$Q_{\text{в}}^{\text{р}} = 338C^{\text{р}} + 1249H^{\text{р}} - 108,5(O^{\text{р}} - S_{\text{л}}^{\text{р}}), \text{ кДж/кг},$$

для низшей теплоты сгорания твердого и жидкого топлива

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 338C^{\text{р}} + 1025H^{\text{р}} - 108,5(O^{\text{р}} - S_{\text{л}}^{\text{р}}) - 25W^{\text{р}}, \text{ кДж/кг},$$

где коэффициенты выражают теплоту сгорания отдельных горючих элементов, деленную на 100 .

Низшую теплоту сгорания сухого газообразного топлива определяют как сумму произведений теплоты сгорания горючих газов на их объемное содержание в смеси:

$$Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 127\text{CO} + 108\text{H}_2 + 358\text{CH}_4 + 591\text{C}_2\text{H}_4 + 638\text{C}_2\text{H}_6 + 911\text{C}_3\text{H}_8 + 234\text{H}_2\text{S}, \text{ кДж/м}^3.$$

Точность формулы Д. И. Менделеева очень высока; по ней рекомендуется сверять результаты лабораторных определений теплоты сгорания.

Условное топливо. Большая разница в величине теплоты сгорания различных видов топлива затрудняет в некоторых случаях проведение сравнительных расчетов, например, при выявлении запасов топлива, при оценке целесообразности применения разных сортов топлива и пр. Поэтому введено понятие условного топлива, т. е. топлива, теплота сгорания 1 кг или 1 м^3 которого равна $29\,330 \text{ кДж}$.

Для перевода действительного топлива в условное пользуются соотношением (безразмерным коэффициентом)

$$\mathcal{E}_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{29330} \left(\text{в системе МКГСС } \mathcal{E}_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{7000} \right),$$

где $\mathcal{E}_{\text{к}}$ — калорийный эквивалент, указывающий какая часть теплоты сгорания условного топлива соответствует низшей теплоте сгорания рассматриваемого топлива.

Расход условного топлива

$$B_{\text{ус}} = \frac{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}}{Q_{\text{ус}}},$$

где B — расход рассматриваемого натурального топлива; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — теплота сгорания топлива.

5.2. Процессы горения топлива

Общие сведения. Горение представляет собой химический процесс соединения окислителя с горючими элементами топлива, сопровождающийся интенсивным выделением теплоты и значительным повышением температуры. Реакция горения протекает очень быстро, поэтому выделяющаяся теплота не успевает рассеиваться в пространстве. Этим горение отличается от низкотемпературных окислительных процессов, которым подвергаются органические вещества при длительном пребывании их в атмосфере воздуха.

Для обеспечения непрерывности протекания процесса горения необходимы определенные условия. К ним относятся: бесперебойный подвод окислителя к топливу, интенсивное их перемешивание и отвод образующихся продуктов горения.

Различают *полное горение*, при котором происходит реакция полного окисления горючих компонентов топлива, и *неполное горение*, когда указанные реакции не завершены.

При протекании процесса горения с теоретически необходимым (стехиометрическим, соответственно закону Дальтона) количеством воздуха не удается достигнуть в практических условиях полного сгорания из-за несовершенства процесса смесеобразования топлива с окислителем. Поэтому процесс горения ведется с некоторым избытком воздуха.

Отношение действительного количества воздуха V_B , расходуемого для сжигания топлива, к теоретически необходимому V^0 называется коэффициентом избытка воздуха $\alpha_T = V_B/V^0$. Коэффициент избытка воздуха выбирается в зависимости от вида топлива, способа его сжигания, конструкции топки и других факторов: $\alpha_T = 1,05 \dots 1,5$. Минимальные значения α_T обеспечиваются в современных топках мощных котлов.

Горение обычно сопровождается пламенем, яркость свечения которого зависит от свойств горящего вещества и условий, сопутствующих горению. Свечение обуславливается наличием в пламени раскаленных частиц свободного углерода. Сами газы светятся относительно слабо и образуют бледное пламя.

В зависимости от характера протекающих при горении топлива физико-химических явлений различают гомогенное и гетерогенное горение.

При гомогенном горении топливо и окислитель находятся в газообразном, т.е. в одинаковом фазовом состоянии; при гетерогенном — реакции протекают между веществами, имеющими различное агрегатное состояние (например горение кокса в потоке воздуха).

Гомогенное горение. В теплоэнергетических установках стремятся организовать процесс горения так, чтобы его скорость могла быть достаточно большой. Это создает возможность конструировать малогабаритные машины с наибольшей производительностью. Скорость горения, как и скорость протекания любой химической реакции, зависит от концентрации реагирующих веществ, температуры и давления. Объясняется это тем, что молекулы газов, двигаясь в различных направлениях с большой скоростью, сталкиваются друг с другом. Частота же столкновений молекул зависит от их концентрации и температуры.

Под концентрацией понимают отношение массы вещества к объему и выражают в молях на метр кубический (моль/м³). Скорость реакции, согласно закону действующих масс, пропорцио-

нальна произведению концентраций реагирующих веществ (окислителя и топлива), т.е.

$$\omega = K C_A C_B,$$

где K — константа скорости, зависящая от природы реагирующих веществ; C_A и C_B — концентрации веществ A и B , моль/м³.

Скорость реакции прямо пропорциональна давлению в степени n , где n — порядок реакции, под которым понимают число молекул, вступающих в реакцию. Заметим, что не все соударяющиеся молекулы вступают между собой в химические реакции, а только те, которые обладают энергией, достаточной для ослабления и разрушения внутримолекулярных связей. Эта энергия должна быть не ниже некоторого предела E (кДж/моль), называемого *энергией активации*. Иначе говоря, энергия активации — это энергетический барьер, который должен быть преодолен для осуществления химической реакции.

При невысоких температурах средняя энергия молекул значительно ниже энергии активации и поэтому лишь небольшая доля молекул топлива и окислителя способна к реакции. С повышением концентрации и температуры резко увеличивается количество эффективных столкновений, приводящих к реакции, и скорость химических реакций растет. Скорость химических реакций сильно зависит от температуры процесса (закон Аррениуса). Например, для случая $E = 168$ МДж повышение температуры в два раза (с 500 до 1000 К) ведет к возрастанию скорости химической реакции в 500 млн раз.

Для каждой химической реакции существует своя энергия активации. Чем меньше энергия активации молекул, тем легче начинаются химические реакции.

Установлено, что некоторые химические реакции, в первую очередь реакция горения газа, не могут быть описаны обычными химическими уравнениями. Эти уравнения не характеризуют действительный механизм процесса, а необходимая для начала реакции энергия активации оказывается меньшей, чем это следует по законам химической кинетики. Особенности реакции горения объясняются теорией цепных реакций, разработанной академиком Н. Н. Семеновым и его школой. Согласно этой теории, реакции горения газообразного топлива протекают очень быстро через промежуточные стадии с образованием цепи непрерывно порождаемых активных центров горения, ускоряющих ход реакции. Активными центрами горения обычно являются свободные атомы (Н, О и др.) и радикалы (ОН), которые сравнительно легко вступают в дальнейшие реакции.

Наряду с возникновением активных центров происходит также их ликвидация в результате рекомбинации активных атомов в неактивную молекулу. Поэтому концентрация активных центров воз-

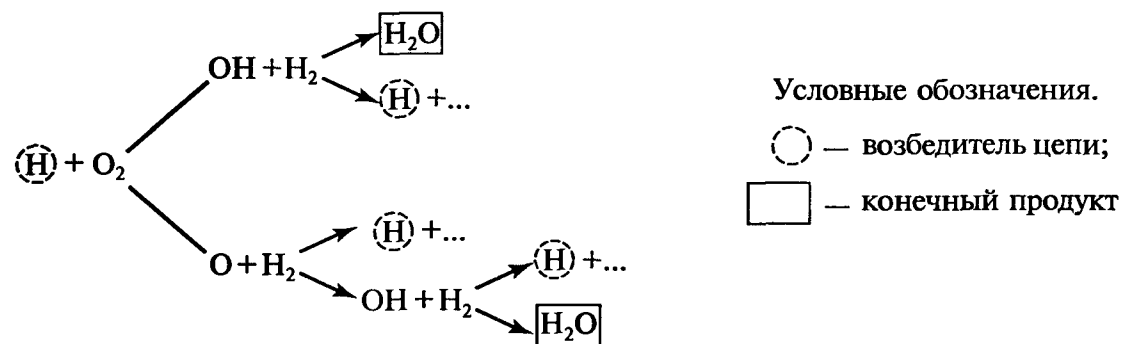


Рис. 5.1. Схема разветвленной цепной реакции окисления (горения) водорода

растает лишь до известного максимального значения. Цепные реакции могут иметь неразветвляющиеся и разветвляющиеся цепи. Примером последней является горение водорода H_2 и CO (рис. 5.1).

Отличительной особенностью цепных реакций является то, что они происходят взрывоподобно со скоростями, значительно превосходящими скорости течения обычных химических реакций. Однако скорость горения газов не определяется скоростью цепной реакции. Здесь большую роль играют такие чисто физические факторы, как скорость смесеобразования, т.е. смешения газов с воздухом, необходимым для горения, которое идет гораздо медленнее цепной реакции. Большинство горючих газов окисляется по схеме разветвленной цепной реакции.

Окисление углеводородов протекает сложнее вследствие склонности их к термическому разложению. При недостатке воздуха и высокой температуре возможно расщепление углеводородов с выделением сажистого углерода (копоти). Углеводороды начинают взаимодействовать с кислородом при значительно более низких температурах, чем H_2 и CO . Горение углеводородов идет с образованием промежуточных соединений.

Температура газовой смеси, при которой она способна к самоускорению реакции, называется *температурой самовоспламенения смеси* T_v . Эта температура не является физико-химической константой газовой среды, а зависит от условий протекания процесса.

Температура воспламенения некоторых горючих газов в воздухе имеет следующие значения: водорода $580...590^\circ C$, оксида углерода $644...658^\circ C$, метана $650...750^\circ C$.

Полное время сгорания топлива τ_n в общем случае складывается из двух частей:

$$\tau_n = \tau_\phi + \tau_x,$$

где τ_ϕ — время, в течение которого достигается контакт топлива с окислителем (физическая стадия процесса); τ_x — время протекания химической реакции (химическая стадия процесса горения).

При гомогенном горении величина τ_ϕ называется временем смесеобразования.

В зависимости от соотношения между временем, затрачиваемым на физические и химические стадии процесса горения, различают две области процесса горения — диффузионную и кинетическую.

Если время, необходимое для осуществления подвода окислителя к топливу, много меньше времени протекания химической реакции, т.е. $\tau_\phi \ll \tau_x$, то горение протекает в кинетической области и называется *кинетическим*. Такое горение возникает при предварительном смешении горючего газа с воздухом до подачи смеси в камеру сгорания. Когда $\tau_\phi \gg \tau_x$, горение называется *диффузионным*. Полное время горения в этом случае почти полностью определяется временем смесеобразования $\tau_n \approx \tau_\phi$. Диффузионное горение наступает, когда топливо и окислитель поступают в камеру сгорания раздельно.

В ряде случаев время τ_x и τ_ϕ протекания химической и физической стадий процесса оказывается соизмеримым, поэтому скорость горения одновременно зависит как от химических, так и физических факторов.

Образование смеси горючего газа с окислителем осуществляется в горелках и реже посредством механических смесителей. В горелках с внутренним смешением газ перемешивается со всем необходимым для горения воздухом. В смесительных горелках образование смеси продолжается и вне горелок. Воздух и газ могут подаваться в горелку отдельными струями. Хороший контакт окислителя с горючим и хорошее смесеобразование газа с воздухом — важная основа интенсивного и полного сгорания топлива.

Особенности горения твердого топлива (гетерогенное горение). Процесс горения твердого топлива относится к гетерогенному горению и состоит из ряда последовательных этапов. Вначале происходит тепловая подготовка топлива, заключающаяся в прогреве частиц топлива, испарении влаги и выделении летучих веществ. Обычно эти стадии частично перекрывают друг друга. Влага из топлива удаляется при температуре около $100^\circ C$. Температура начала выхода летучих веществ зависит от геологического возраста твердого топлива. Наибольшее количество летучих веществ выделяется из углей при температуре $200...400^\circ C$ и заканчивается при температуре $1000...1200^\circ C$ (для антрацитов).

Летучие вещества топлива оказывают влияние на горение твердого остатка — кокса, представляющего в основной своей массе углерод. По мере снижения количества летучих веществ в процессе горения облегчается доступ кислорода к раскаленной поверхности углерода.

Горение твердого углерода происходит с образованием на его поверхности двух газообразных продуктов: CO и CO_2 . Их соотно-

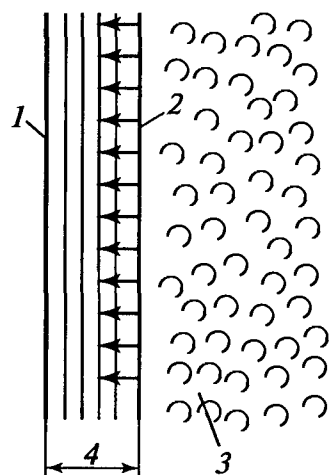


Рис. 5.2. Схема взаимодействия твердого топлива с окислителем при горении:

1 — поверхность твердого топлива; 2 — диффузия молекул окислителя; 3 — окислитель (воздух); 4 — пограничный слой

шение меняется в зависимости от температуры. При температуре до 1200°C образуется примерно одинаковое количество CO и CO_2 ; при более высоких температурах преобладает образование CO .

При гетерогенном горении в пограничном слое твердой поверхности раздела происходят абсорбционные явления (рис. 5.2), при этом уменьшается концентрация реагирующих веществ и возрастает концентрация продуктов реакции, препятствующих подводу окислителя к топливу.

Скорость реакции зависит не только от температуры, давления, концентрации реагирующих веществ, но и от размера площади поверхности топлива и скорости диффузии окислителя. С увеличением удельной поверхности твердого топлива, т. е. отношения поверхности к объему, скорость реакции возрастает.

Скорость диффузии воздуха через пограничный слой определяется коэффициентом газообмена β , характеризующим условия доставки воздуха к поверхности горения. Увеличение скорости движения окислителя относительно поверхности топлива приводит к уменьшению пограничного слоя, а следовательно, к увеличению скорости реакции горения.

На рис. 5.3 показана зависимость скорости горения ω_r от температуры T на твердой поверхности топлива. При относительно низких температурах скорость подвода (скорость диффузии) окислителя к поверхности реагирования превышает скорость проте-

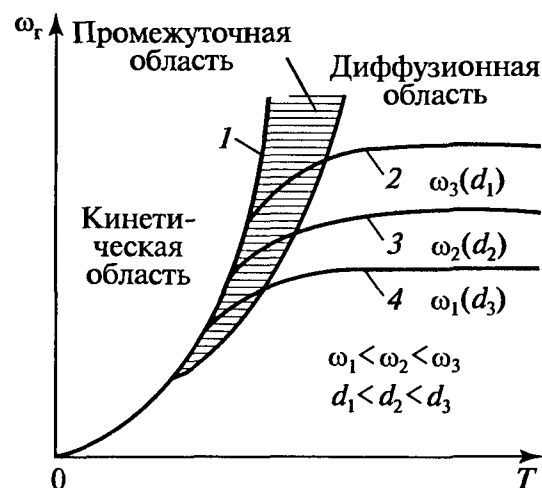


Рис. 5.3. Изменение скорости горения твердого топлива в зависимости от температуры:

1 — кривая, ограничивающая кинетическую область; 2...4 — кривые, ограничивающие диффузионную область при различных скоростях потока и размерах частиц топлива

кания самой химической реакции и процесс горения развивается в кинетической области по кривой 1. По мере повышения температуры скорость химической реакции становится настолько значительной, что процесс горения лимитируется скоростью доставки окислителя к поверхности реагирования. Концентрация окислителя в зоне горения начинает уменьшаться, что приводит к резкому отставанию ω_r от кривой 1 для кинетической области, и горение переходит в диффузионную область. С улучшением условий подвода окислителя к поверхности топлива коэффициент газообмена возрастает и, следовательно, при более высоких температурах начнется отклонение процесса из кинетической в диффузионную область.

Скорость диффузионного горения растет с увеличением скорости газового потока и уменьшением размеров частицы топлива.

Особенности горения жидкого топлива. При горении жидкого топлива существенное значение имеет процесс его испарения, так как горение его происходит в парогазовой фазе. Температура кипения жидкого топлива значительно ниже температуры воспламенения, поэтому оно воспламеняется после предварительного испарения. Интенсивность испарения увеличивается с усилением подвода теплоты и с ростом относительной площади поверхности горящего топлива. Площадь поверхности многократно возрастает при распыливании или пульверизации жидкого топлива. Так как жидкие микрочастицы находятся во взвешенном состоянии в газовой среде, создаются благоприятные условия для их быстрого нагревания.

Жидкое топливо состоит из углеводородов, горение которых идет с образованием промежуточных соединений и зависит от содержания окислителя в горючей смеси и температуры. При недостатке окислителя после испарения происходит термическое разложение углеводорода, характер которого зависит от температуры.

При температурах до $500...600^\circ\text{C}$ образуются простейшие углеводороды, легко окисляющиеся в CO_2 и H_2O . При более высоких температурах дополнительно образуются трудносжигаемые сажи-стый углерод и тяжелые высокомолекулярные углеводороды. Чтобы предотвратить их образование, принимают меры, способствующие усилению окислительных процессов. Наличие сажистого углерода делает факел горящего топлива светящимся.

В заключение отметим, что сжигание топлива в котельных агрегатах, промышленных печах, двигателях внутреннего сгорания и других агрегатах сопряжено с вредными выбросами продуктов процесса горения: твердых остатков в виде мелкодисперсной золы (в котлоагрегатах и промышленных печах) и окислов серы и азота (во всех случаях).

5.3. Расчеты горения топлива

При тепловом расчете топливосжигающих установок (паровых и водогрейных котлов, промышленных огневых печей, двигателей внутреннего сгорания), а также при обработке результатов их испытаний определяют следующие характеристики и величины:

теоретический и действительный расходы воздуха V_0 и V_d , необходимые для сгорания 1 кг твердого и жидкого топлива или 1 м³ газообразного топлива;

состав и объем продуктов сгорания V_r (дымовых газов);

энтальпию дымовых газов при требуемых температурах и коэффициентах избытка воздуха;

калориметрическую и теоретическую температуры сгорания топлива.

Ранее указывалось, что для полного сгорания топлива требуется некоторый избыток воздуха против теоретического расхода. Избыток воздуха характеризуется так называемым коэффициентом избытка α_r (иногда называемым коэффициентом расхода воздуха). Он зависит от способа сжигания топлива, качества смесеобразования топлива с воздухом и ряда других факторов.

Коэффициент избытка воздуха представляет собой отношение действительного расхода воздуха к теоретическому, т.е.

$$\alpha_r = \frac{V_d}{V_0}.$$

При полном сгорании дымовые газы (продукты сгорания) состоят из CO₂ и SO₂, получившихся при сгорании углерода и летучей серы; водяного пара, образующегося при испарении влаги топлива и сгорании его водорода; азота, подводимого в топку (камеру сгорания) с воздухом, и, наконец, кислорода, не использованного при горении.

Таким образом, объем продуктов сгорания можно определить по формуле

$$V_r = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}. \quad (5.1)$$

При проведении химического анализа дымовых газов содержание CO₂ и SO₂ определяется совместно, поэтому в расчетные формулы вводится сумма количества CO₂ и SO₂, обозначаемая символом RO₂. Тогда выражение (5.1) примет вид

$$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O} = V_{c.r} + V_{H_2O}.$$

Здесь $V_{c.r}$ — объем сухих дымовых газов,

$$V_{c.r} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}. \quad (5.2)$$

Таблица 5.5

Расчетные формулы для определения объемов воздуха и продуктов полного сгорания различных топлив

Определяемая величина	Твердого и жидкого топлив, нм ³ /кг	Газообразного топлива, нм ³ /м ³
Теоретически необходимое количество воздуха	$V_0 = [0,0889 \times (C^p + 0,375S^p) + 0,265H^p - 0,033O^p] \times (1 - 0,00124d_b)$	$V_0 = 0,0476 [0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + 2CH_4 + \sum \left(m + \frac{n}{4}\right) C_m H_n - O_2] \times (0,000124d_b)$
Действительное количество воздуха	$V_d = \alpha_r V_0$	
Количество продуктов полного сгорания	$V_{CO_2} = 0,0187C^p;$ $V_{H_2O} = 0,112H^p + 0,0124W^p + 0,00124V_d d_b;$ $V_{SO_2} = 0,007S^p;$ $V_{O_2} = 0,21(\alpha_r - 1)V_0;$ $V_{N_2} = 0,08N^p + 0,79V_d$	$V_{CO_2} = (CO + CO_2 + CH_4 + \sum m C_m H_n) 0,01;$ $V_{H_2O} = (H_2 + H_2S + 2CH_4 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + H_2O + 0,124V_d d_b) 0,01;$ $V_{SO_2} = 0,01H_2S;$ $V_{O_2} = 0,21(\alpha_r - 1)V_0;$ $V_{N_2} = (N_2 + 79V_d) 0,01$
	$V_r = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2}$	
Процентный состав продуктов сгорания	$CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_r} 100 \% \text{ и т. д.}$	

Объем сухих дымовых газов при $\alpha > 1$ можно представить так:

$$V_{c.r} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha_r - 1)V_0,$$

где $V_{N_2}^0$ — теоретический объем азота (при $\alpha_r = 1$); $(\alpha_r - 1)V_0$ — объем избыточного воздуха.

В табл. 5.5 приведены расчетные формулы для определения объемов воздуха и продуктов полного сгорания для твердых, жидких и газообразных топлив. В этих формулах C^p, H^p, CO, H₂, ... — содержание соответствующих компонентов в рабочем топливе, %; α_r — коэффициент избытка воздуха; d_b — влагосодержание сухого воздуха, г/м³ (обычно принимается 10 г/м³).

Зная состав продуктов сгорания при испытаниях, можно определить коэффициент избытка воздуха в топке или камере сгорания:

$$\alpha_T = \frac{1}{1 - 3,67(O_2 - 0,5CO)/N_2},$$

где O_2 , CO и N_2 — объемное процентное содержание кислорода и азота в продуктах сгорания [$N_2 = 100 - (CO_2 + O_2 + CO)$].

Плотность продуктов полного сгорания определяется по формуле

$$\rho = \frac{44CO_2 - 18H_2O - 64SO_2 - 32O_2 - 28N_2}{22,4 \cdot 100}, \text{ кг/м}^3,$$

где CO_2 , H_2O и т.д. — содержание соответствующих газов в продуктах сгорания, %.

Энтальпия газа в общем виде вычисляется как произведение его объема при нормальных условиях на объемную теплоемкость при постоянном давлении и на температуру. Удельная энтальпия (кДж/кг) продуктов сгорания i рассчитывается для твердого и жидкого топлива, а объемная энтальпия (кДж/м³) — для газообразного. Выражается она в виде суммы энтальпий теоретического объема продуктов сгорания i_r^0 и избыточного воздуха $(\alpha_T - 1)i_{\text{возд}}^0$.

Таким образом,

$$i = i_r^0 + (\alpha_T - 1)i_{\text{возд}}^0.$$

Объемная энтальпия теоретического объема продуктов сгорания при температуре $\vartheta(K)$ определяется по формуле

Таблица 5.6

Объемная энтальпия газов, кДж/м³

ϑ, K	$(c\vartheta)_{RO_2}$	$(c\vartheta)_{N_2}$	$(c\vartheta)_{H_2O}$	$(c\vartheta)_{\text{возд}}$
100	169	130	151	132
200	357	260	304	266
300	559	392	463	403
400	772	527	626	542
500	996	664	794	684
600	1222	804	967	830
700	1461	946	1147	979
800	1704	1093	1335	1130
900	1951	1243	1542	1281
1000	2202	1394	1725	1436
1200	2717	1695	2131	1754
1400	3240	2009	2558	2676

$$i_r^0 = V_{RO_2}(c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^0(c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}(c\vartheta)_{H_2O}.$$

Объемная энтальпия теоретически необходимого количества воздуха

$$i_{\text{возд}}^0 = V_0(c\vartheta)_{\text{возд}}.$$

Объемные энтальпии газов и воздуха определяют по табл. 5.6. Величину i определяют для нескольких значений ϑ и α .

На основании этих подсчетов строят кривые зависимости i от ϑ для нескольких α (рис. 5.4). По этому графику можно определить объемную энтальпию дымовых газов при заданных температуре и коэффициенте избытка воздуха.

Температура сгорания. Различают калориметрическую и теоретическую температуры сгорания топлива. Калориметрической температурой сгорания называется температура, до которой нагрелись бы газы при полном сгорании топлива, если бы вся теплота, выделенная в топке, пошла на нагрев газов. Калориметрическая температура сгорания при теоретически необходимом количестве воздуха и без подогрева компонентов сгорания называется *жаропроизводительностью топлива*.

Калориметрическая температура сгорания определяется по формуле

$$t_k = \frac{Q_H^p + i_{\text{возд}} + i_T}{V_T c_T}, ^\circ C$$

или в развернутой форме

$$t_k = \frac{Q_H^p + i_{\text{возд}} + i_T}{V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{N_2}^0 c_{N_2} + V_{H_2O} c_{H_2O} + V^0 (\alpha - 1) c_B},$$

где $c_{RO_2}, c_{N_2}, \dots$ — средние теплоемкости газов и воздуха, кДж/(м³ · К); $i_{\text{возд}} = \alpha_T V^0 c_{\text{возд}}^{\text{вл}} t_{\text{возд}}$ — энтальпия воздуха, кДж/(ед. топл.); $i_T = t_T c_T$ — энтальпия топлива, кДж/(ед. топл.); $t_{\text{возд}}, t_T$ — температуры воздуха и топлива, $^\circ C$.

Жаропроизводительность топлива определяется по формуле

$$t_{\text{ж}} = \frac{Q_H^p}{V_T^0 c_T}, ^\circ C,$$

где V_T^0 — теоретическое количество продуктов сгорания при $\alpha_T = 1$.

Жаропроизводительность топлива является важным физическим понятием, так как она позволяет оценить, насколько эффек-

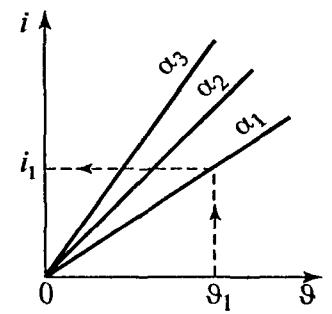


Рис. 5.4. Энтальпия дымовых газов в зависимости от их температуры и коэффициента избытка воздуха

тивно можно использовать данное топливо для высокотемпературного процесса.

Температура, рассчитанная с учетом эндотермических реакций диссоциации углекислого газа и воды, получила название теоретической. Она всегда ниже калориметрической и рассчитывается по формуле

$$t_T = \frac{Q_H^p + i_{\text{возд}} + i_T - Q_{\text{дис}}}{V_T c_T},$$

где $Q_{\text{дис}}$ — тепло диссоциации CO_2 и водяного пара.

Известно, что при сжигании топлива в топках и печах выделяется теплота, часть которой излучается на поверхность нагреваемых предметов и стены камеры сжигания, часть остается в продуктах сгорания, в результате чего они приобретают какую-то конечную температуру, с которой покидают топочную камеру. Таким образом, конечная температура продуктов сгорания зависит от условий сжигания топлива и от условий теплопередачи.

Действительная температура горения топлива обеспечивает передачу теплоты в таком количестве, которое освобождается при снижении температуры продуктов сгорания от калориметрической до конечной. Поэтому на практике калориметрическую температуру получить нельзя, и действительная температура горения топлива всегда ниже калориметрической и теоретической.

Отношение конечной температуры газов (действительной) к калориметрической называют *пирометрическим коэффициентом*:

$$\eta_{\text{пир}} = \frac{t_d}{t_k}.$$

В промышленных печах и топках практические значения $\eta_{\text{пир}}$ изменяются от 0,6 до 0,8, а действительная температура горения определяется тепловым балансом печи (топки).

5.4. Способы сжигания топлив и горелочные устройства

Способы сжигания. Топочное устройство, или топка, является основным элементом котельного агрегата или огневой промышленной печи и служит для сжигания топлива наиболее экономичным способом и превращения его химической энергии в тепло. В топке происходят горение топлива, передача части теплоты продуктов сгорания поверхностям нагрева, находящимся в зоне горения, а также улавливание некоторого количества очаговых остатков (зола, шлака). В современных котельных агрегатах и печах до 50 % теплоты, выделенной в топке, передается поверхностям нагрева излучением.

В топочной технике обычно используют следующие основные способы сжигания твердого топлива: слоевой, факельный (камерный), вихревой и сжигание в кипящем слое (рис. 5.5). Каждый из этих способов имеет свои особенности, касающиеся основных принципов организации аэродинамических процессов, протекающих в топочной камере. Для сжигания жидких и газообразных топлив применяется только факельный (камерный) способ сжигания.

Слоевой способ. Процесс сжигания этим способом осуществляют в слоевых топках (см. рис. 5.5, а), имеющих разнообразные конструкции. Слоевой процесс горения характерен тем, что в нем поток воздуха встречает при своем движении неподвижный или медленно движущийся слой топлива и, взаимодействуя с ним, превращается в поток топочных газов.

Важной особенностью слоевых топков является наличие запаса топлива на решетке, увязанного с его часовым расходом, что позволяет осуществлять первичное регулирование мощности топки только изменением количества подаваемого воздуха. Запас топлива на решетке обеспечивает также определенную устойчивость процесса горения.

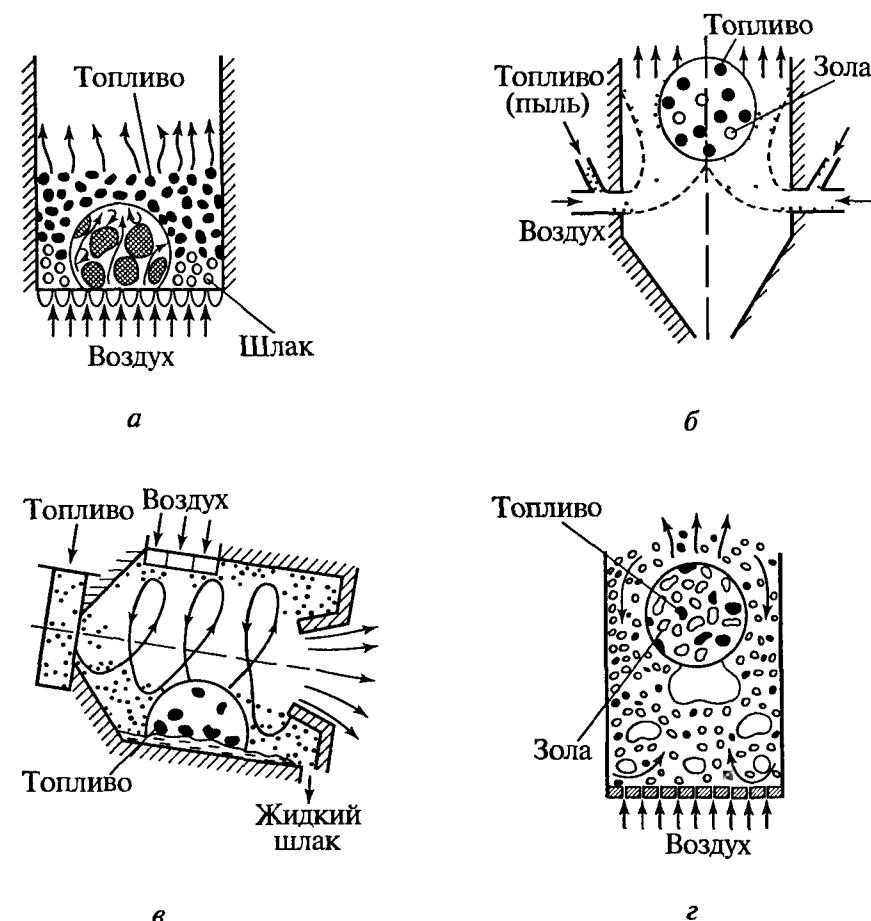


Рис. 5.5 Способы сжигания твердого топлива

а — в плотном слое, б — в пылевидном состоянии; в — в циклонной топке; г — в кипящем слое

В условиях современной топочной техники слоевой способ сжигания топлива является устаревшим, так как его различные схемы и варианты непригодны или трудно приспособляемы к крупным энергетическим установкам. Однако слоевые методы сжигания твердого топлива еще длительное время будут применяться в котельных малой и средней энергетики.

На рис. 5.6 показаны принципиальные схемы слоевых топок. При слоевом способе сжигания необходимый для горения воздух подается из зольника 1 к слою топлива 3 через свободное сечение колосниковой решетки 2. В топочной камере 4 над слоем горят газообразные продукты термического разложения топлива и вынесенные из слоя мелкие частицы топлива. Продукты сгорания вместе с избыточным воздухом из топки поступают в газоходы котла.

Слоевые топки получили широкое применение в котлах малой и средней мощности. Они разделяются по нескольким классификационным признакам. В зависимости от способа обслуживания бывают топки с ручным обслуживанием (см. рис. 5.6, а), немеханизированные, полумеханизированные (см. рис. 5.6, б, в) и механизированные (см. рис. 5.6, г, д). Представленные на рис. 5.6 слоевые топки могут быть разделены на три группы.

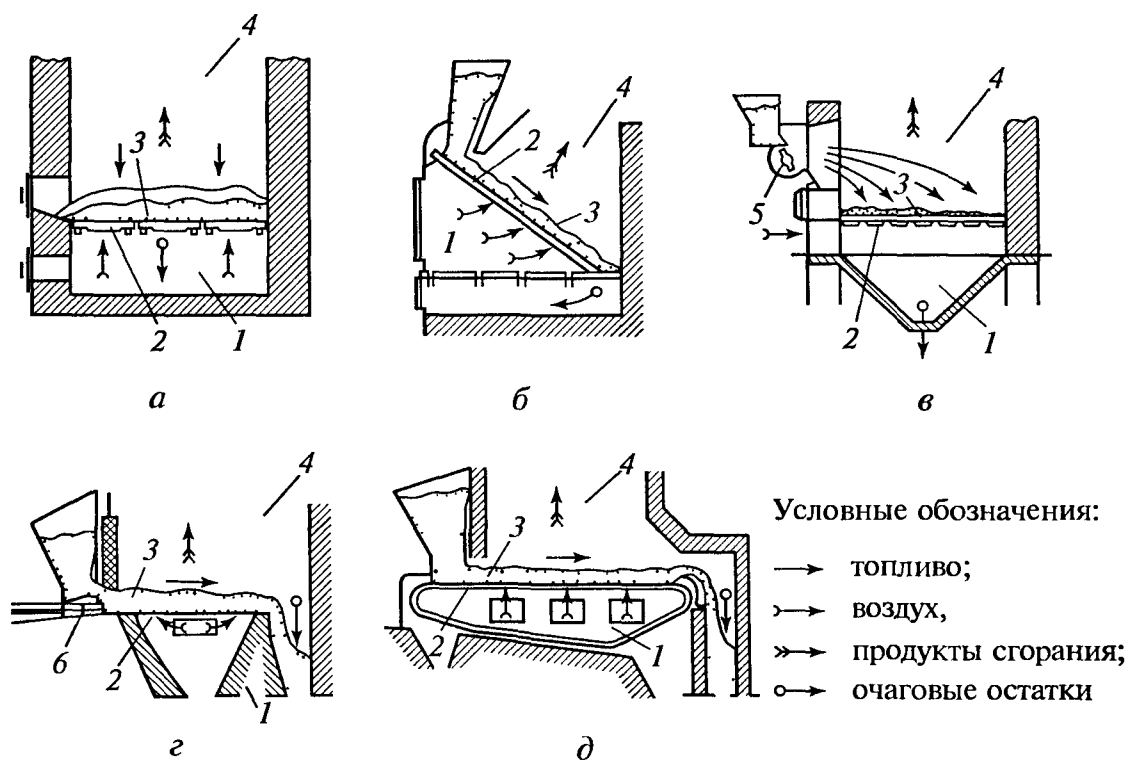


Рис. 5.6. Топки для сжигания твердого топлива в слое:

а — с ручной горизонтальной колосниковой решеткой, б — с наклонной решеткой; в — с забрасывателем топлива на решетку; г — с шурующей планкой, д — с цепной механической решеткой, 1 — зольник; 2 — колосниковая решетка, 3 — слой топлива; 4 — топочная камера; 5 — забрасыватель топлива, 6 — планка

1. Топки с неподвижной колосниковой решеткой и неподвижно лежащим на ней плотным, фильтрующимся воздухом, слоем топлива (см. рис. 5.6, а, в). При возрастании скорости воздуха, проходящего через слой топлива, последний может стать «кипящим», т. е. частицы его приобретают возвратно-поступательное перемещение вверх — вниз до полного сгорания. Такой слой топлива горит более интенсивно вследствие увеличения контактной поверхности с воздухом (окислителем топлива), что улучшает ее теплопроизводительность. Процесс горения более эффективен при фракционировании топлива по размерам его кусочков.

2. Топки с неподвижной колосниковой решеткой и перемещающимся по ней слоем топлива (см. рис. 5.6, б, г).

3. Топки с движущимся вместе с колосниковой решеткой слоем топлива (см. рис. 5.6, д).

Простейшая слоевая топка с неподвижной колосниковой решеткой и ручным обслуживанием (см. рис. 5.6, а) применяется для сжигания всех видов твердого топлива. Такими топками оборудуют котлы лишь очень малой паропроизводительности — 0,275...0,55 кг/с (1...2 т/ч).

В топке с неподвижной наклонной колосниковой решеткой (см. рис. 5.6, б) топливо по мере сгорания движется по решетке под действием силы тяжести. Эти топки применяют для сжигания влажных топлив (древесных отходов, кускового торфа) под котлами паропроизводительностью 0,7...1,8 кг/с (2,5...6,5 т/ч).

В полумеханизированной топке (см. рис. 5.6, в), подача топлива на неподвижную колосниковую решетку осуществляется с помощью забрасывателя 5. В этих топках сжигают каменные и бурые угли, сортированный антрацит под котлами паропроизводительностью 0,55...2,8 кг/с (2...10 т/ч).

Простейшей механизированной топкой является топка с шурующей планкой (см. рис. 5.6, г). Она состоит из неподвижной колосниковой решетки, по всей ширине которой скользит планка 6 клиновидного сечения. Планка совершает возвратно-поступательные перемещения с помощью специального устройства. Применяют эти топки для сжигания бурых углей под котлами паропроизводительностью до 2,8 кг/с (10 т/ч).

Наиболее распространенным типом механизированной слоевой топки является топка с цепной механической решеткой (см. рис. 5.6, д). Цепная механическая решетка выполняется в виде бесконечного колосникового полотна, движущегося вместе с лежащим на нем слоем горящего топлива. Каждая новая порция топлива, поступающая на решетку, движется вслед за слоем топлива. Скорость движения решетки можно изменять в зависимости от расхода топлива (режима работы котла) от 2 до 16 м/ч. Эти топки применяют для сжигания сортированного антрацита и неспекающихся углей с умеренной влажностью и зольностью

и выходом летучих веществ $V^r = 10 \dots 25 \%$. Существующие модификации топок с цепными решетками позволяют применять их для сжигания и других топлив. Топки с цепными решетками устанавливают под котлами паропроизводительностью $3 \dots 10$ кг/с ($10,5 \dots 35$ т/ч) и выше.

Факельный способ. В отличие от слоевого этот процесс (см. рис. 5.5, б) характеризуется непрерывностью движения в топочном пространстве частичек топлива вместе с потоком воздуха и продуктов сгорания, в котором они находятся во взвешенном состоянии.

Для обеспечения устойчивости и однородности горящего факела, а следовательно, и газозвдушного потока с взвешенным в нем топливом частички твердого топлива размалываются до пылевидного состояния, до размеров, измеряемых микронами (от 60 до 90 % всех частиц имеют размер менее 90 мкм). Жидкое топливо предварительно распыливается в форсунках в очень мелкие капли, чтобы капельки не выпадали из потока и успевали полностью сгореть за короткое время нахождения в топке. Газообразное топливо подается в топку через горелки и не требует особой предварительной подготовки.

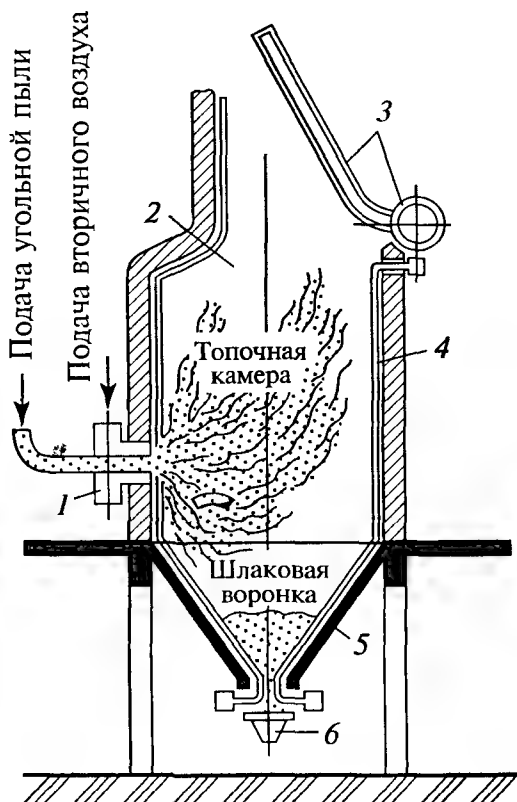
Особенностью факельных топок является незначительный запас топлива в топочной камере, отчего процесс горения неустойчив и весьма чувствителен к изменению режима. Регулировать мощность топки можно, лишь одновременно изменяя подачу в топочную камеру топлива и воздуха. При факельном сжигании (рис. 5.7)

твердое топливо предварительно размельчается в системе пылеприготовления и в виде пыли вдувается в топку, где оно сгорает во взвешенном состоянии. Размол топлива резко увеличивает поверхность его реагирования, что способствует лучшему сгоранию.

Основными достоинствами пылевидного способа сжигания являются возможность создания мощных топок и возможность экономичного и надежного сжигания

Рис. 5.7. Камерная топка с факельным сжиганием пылевидного топлива:

1 — горелка; 2 — топочная камера; 3 — кипятильные трубы и нижний барабан; 4 — трубы заднего экрана; 5 — шлаковая воронка; 6 — устройство для удаления шлака и золы



зольных, влажных и отбросных топлив под котлами разных мощностей.

К недостаткам этого способа можно отнести высокую стоимость оборудования системы пылеприготовления, расход электроэнергии на размол, более низкие удельные тепловые нагрузки камеры горения (примерно вдвое), чем при слоевых топках, что заметно увеличивает объемы топочных пространств.

Пылеприготовление из кускового топлива состоит из следующих операций:

удаление из топлива металлических предметов при помощи магнитных сепараторов;

дробление крупных кусков топлива в дробилках;

сушка и размол топлива в специальных мельницах.

При рабочей влаге $W^p < 20 \%$ сушка топлива производится в мельнице одновременно с процессом размола, для чего в мельницу подается горячий воздух из воздухоподогревателя котла. Температура воздуха доходит до 400°C , и он одновременно служит для выноса пыли из мельницы.

При размоле топлива образуются пылинки размером $0 \dots 500$ мк. Основной характеристикой пыли является тонкость ее помола, которая по ГОСТ 3584—53 характеризуется остатком на ситах с ячейками 90 и 200 мк, обозначаемые R_{90} и R_{200} . Так, $R_{90} = 10 \%$ означает, что на сите с размером ячеек 90 мк осталось 10 % пыли, а вся остальная пыль прошла через сито.

Оптимальная тонкость помола (тонина) определяется суммарным фактором: минимальным расходом электроэнергии на помол топлива и потерями от механического недожога. Тонкость помола зависит от реакционной способности топлива, характеризуемой в основном выходом летучих веществ. Чем выше содержание в топливе летучих веществ, тем грубее помол.

Размольные свойства топлива характеризуются коэффициентом размолоспособности, (для антрацита $K_{ло} = 1$; для тощего угля $K_{ло} = 1,6$; для подмосковного бурого угля $K_{ло} = 1,75$).

Широкое распространение получили индивидуальная схема пылеприготовления и схема пылеприготовления с промежуточным бункером. На рис. 5.8 показана схема индивидуального пылеприготовления, в которой пыль из мельницы непосредственно поступает в топку. В этой схеме из бункера сырого угля 4 топ-

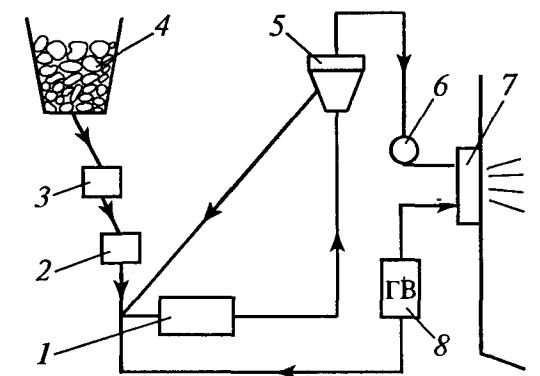


Рис. 5.8. Схема индивидуального пылеприготовления:

1 — мельница; 2 — питатель сырого угля; 3 — весы; 4 — бункер сырого угля; 5 — сепаратор пыли; 6 — мельничный вентилятор; 7 — горелка; 8 — короб горячего воздуха

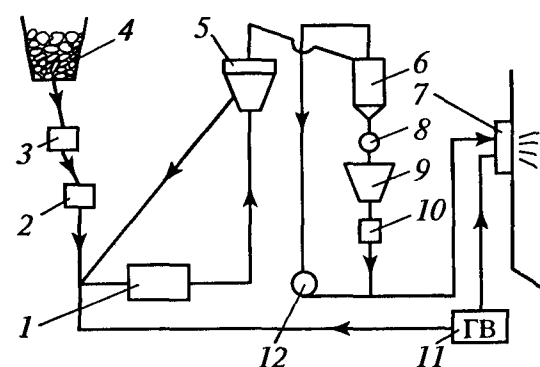


Рис. 5.9. Схема пылеприготовления с промежуточным бункером:
1 — мельница; 2 — питатель сырого угля; 3 — весы; 4 — бункер сырого угля; 5 — сепаратор; 6 — пылевой циклон; 7 — горелка; 8 — мигалка; 9 — промежуточный бункер пыли; 10 — пылепитатель; 11 — короб горячего воздуха; 12 — мельничный вентилятор

ливо подается на автоматические весы 3, а затем в питатель 2. Отсюда топливо направляется в шаровую барабанную мельницу (ШБМ) 1, где оно размалывается и подсушивается, для чего в барабан мельницы вдувается горячий воздух. Из мельницы пыль выносятся в сепаратор 5, где готовая пыль отделяется от грубых фракций, которые возвращаются в мельницу. Готовая пыль из сепаратора нагнетается мельничным вентилятором 6 через горелки 7 в топочное пространство котла. Производительность мельницы регулируется изменением подачи топлива питателем с одновременным изменением числа оборотов мельничного вентилятора.

Основными недостатками этой схемы являются отсутствие запаса пыли, что снижает надежность работы котла, и сильный износ мельничного вентилятора, через который пропускается вся угольная пыль.

На рис. 5.9 дана схема пылеприготовления с промежуточным бункером. Отличие ее состоит в том, что за сепаратором ставится циклон 6, в который и направляется готовая пыль. В циклоне 90...95 % пыли отделяется от воздуха и осаждается, а затем направляется в промежуточный бункер 9. Пыль из циклона в бункер спускается через клапаны (мигалки) 8, которые открываются при

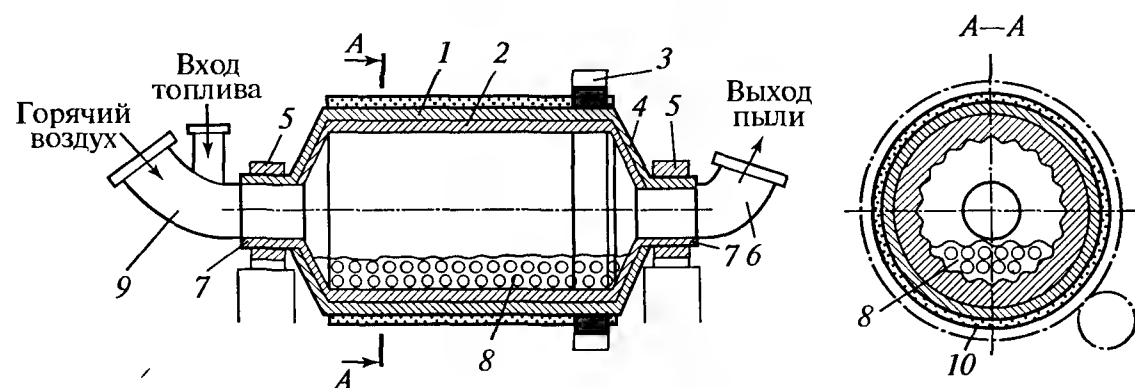


Рис. 5.10. Шаровая барабанная мельница:

1 — барабан; 2 — броневые плиты; 3 — зубчатая шестерня; 4 — крышка; 5 — подшипники; 6 — отводящий пылевой патрубок; 7 — цапфы; 8 — шары стальные; 9 — подводящий патрубок; 10 — войлок для изоляции

накоплении на них определенной порции пыли. Воздух с остатком тонкой пыли отсасывается из циклона мельничным вентилятором 12 и нагнетается в трубопровод первичного воздуха, куда в свою очередь поступает пыль из промежуточного бункера с помощью шнековых или лопастных пылепитателей 10. Схема пылеприготовления с промежуточным бункером, как наиболее гибкая и надежная, получила наиболее широкое распространение.

Для размола топлива применяют мельницы различных типов. Выбор типа мельницы зависит от размольных характеристик топлива, выхода летучих веществ и влажности топлива. Различают мельницы тихоходные и быстроходные.

Для размола антрацита и каменных углей с небольшим выходом летучих веществ, сжигаемых под котлоагрегатами средней и большой паропроизводительности, применяют тихоходные шаровые барабанные мельницы (ШБМ).

Представленная на рис. 5.10 шаровая барабанная мельница состоит из стального барабана 1, покрытого с внутренней стороны броневыми плитами 2 с волнистой поверхностью. Барабан загружается на 15...25 % своего объема стальными шарами 8 диаметром 30...60 мм и вращается с частотой 20 об/мин. При вращении барабана шары поднимаются на определенную высоту, а затем, падая вниз и перекатываясь один по другому, измельчают и истирают частицы топлива. Торцовые крышки 4 барабана несут полые цапфы 7, на которые опирается барабан. Через подводящий патрубок 9 поступают топливо и горячий воздух, а через отводящий патрубок 6 выносятся из барабана готовая пыль. Снаружи барабан покрыт тепловой и звуковой изоляцией 10.

Основными достоинствами шаровой барабанной мельницы являются хорошая регулируемость тонкости помола и надежность в работе. К недостаткам этих мельниц следует отнести: их громоздкость, высокую стоимость, повышенный удельный расход электроэнергии, значительный шум, сопровождающий работу мельницы.

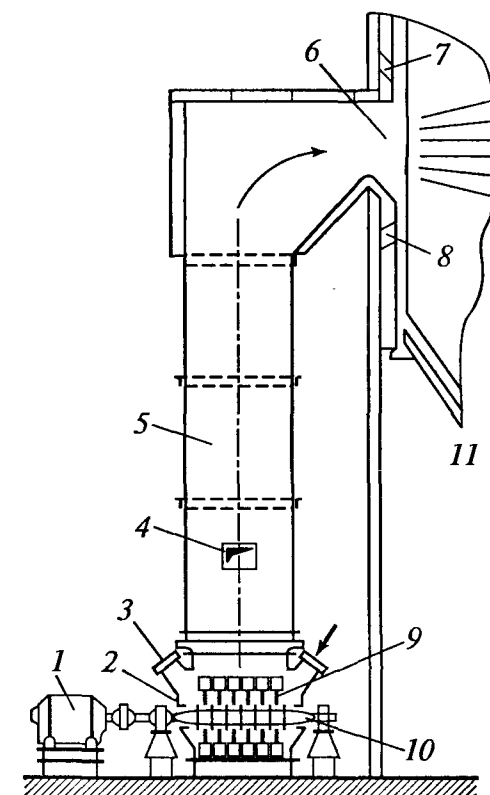


Рис. 5.11. Молотковая (шахтная) мельница:

1 — электродвигатель; 2 — кожух; 3 — патрубок для подачи горячего воздуха; 4 — отверстие для подачи топлива; 5 — шахта; 6 — амбразура; 7, 8 — сопла для подачи вторичного воздуха; 9 — била мельницы; 10 — ротор; 11 — топочная камера

Быстроходные мельницы применяют двух типов: молотковые и мельницы-вентиляторы.

Молотковые мельницы с аксиальным (ММА) или тангенциальным (ММТ) подводом сушильного агента применяют для размола бурых углей, сланцев, фрезерного торфа и каменных углей с выходом летучих веществ $V_f \geq 30\%$. Устанавливают их с котлоагрегатами производительностью свыше 5 кг/с.

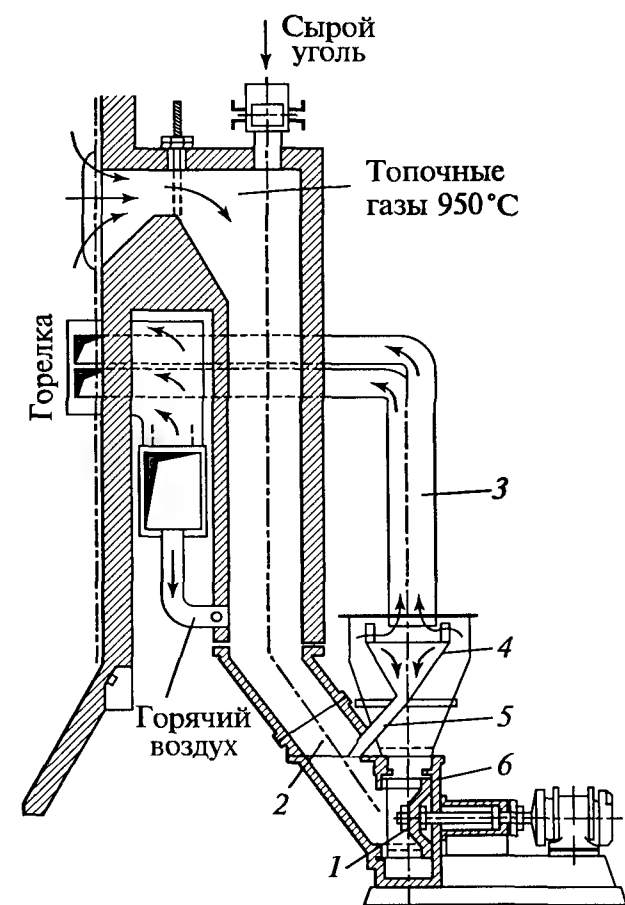
Схема молотковой мельницы с аксиальным подводом воздуха показана на рис. 5.11. Топливо через отверстие 4 поступает на быстро вращающийся ротор 10 мельницы с укрепленными на нем билами 9, которыми оно размельчается и выбрасывается в шахту 5. Через патрубки 3 подается горячий воздух. Образующаяся угольная пыль вместе с воздухом через верхнее прямоугольное окно шахты (амбразуру) 6 поступает в топку, а крупные частицы топлива под действием силы тяжести выпадают из потока и снова попадают в мельницу для дальнейшего размола.

Таким образом, шахта мельницы выполняет функции простейшего гравитационного сепаратора. В мельницу поступает 60...80 % общего количества воздуха, необходимого для горения, остальной воздух (вторичный) подают непосредственно в топку через сопла 7 и 8.

К достоинствам молотковой мельницы следует отнести ее компактность, простоту эксплуатации и небольшой удельный расход электроэнергии. Основным недостатком этих мельниц является быстрый износ бил, вызывающий заметное снижение производительности мельницы.

Амбразура топки с молотковыми мельницами является простейшим горелочным устройством.

Существенное значение для удовлетворительного протекания топочного процесса в топках с молотковыми мельницами имеет кон-



Амбразура топки с молотковыми мельницами является простейшим горелочным устройством.

Существенное значение для удовлетворительного протекания топочного процесса в топках с молотковыми мельницами имеет кон-

Рис. 5.12. Мельница-вентилятор:

1 — крыльчатка; 2 — сушильная наклонная шахта; 3 — пылепровод к горелкам; 4 — центробежный сепаратор; 5 — точка для возврата крупных фракций топлива; 6 — бронированный корпус

структивное выполнение сепарационного устройства. Сепараторы пыли должны обеспечивать необходимый фракционный состав пыли, возврат в мельницу отсепарированных частиц топлива, равномерную подачу пыли в топочную камеру 11.

Кроме сепараторов гравитационного типа молотковые мельницы оборудуют инерционными или центробежными сепараторами. Последние наиболее надежны в эксплуатации и обеспечивают широкий диапазон регулирования тонкости помола.

Мельница-вентилятор (МВ) предназначена для размола, главным образом, высоковлажных бурых углей и фрезерного торфа. Применяют топки с МВ в котлоагрегатах средней производительности. Мелющим органом МВ является массивная крыльчатка 1 (рис. 5.12) с частотой вращения 380...1470 об/мин, расположенная в бронированном корпусе 6. К мельнице присоединена шахта 2, в которой происходит начальная сушка топлива топочными газами, отсасываемыми МВ из топочной камеры. Для охлаждения газов перед МВ до необходимой температуры используется менее горячий воздух. Температура газовой смеси перед МВ составляет 250...330 °С. Окончательная подсушка топлива происходит в корпусе мельницы. Аэропыль из МВ выносятся в центробежный сепаратор 4, в котором крупные частицы отделяются от готовой пыли и снова попадают по теч-

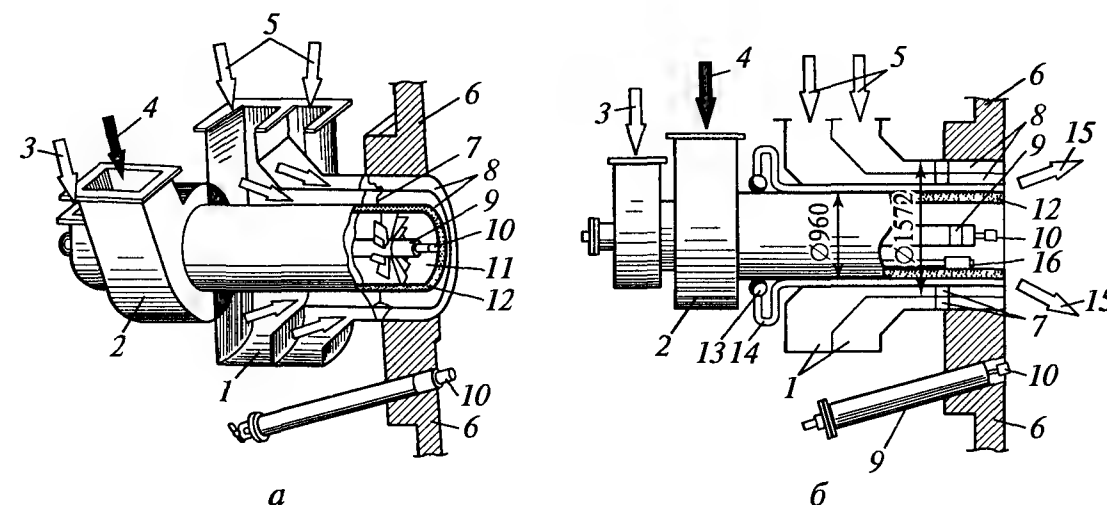
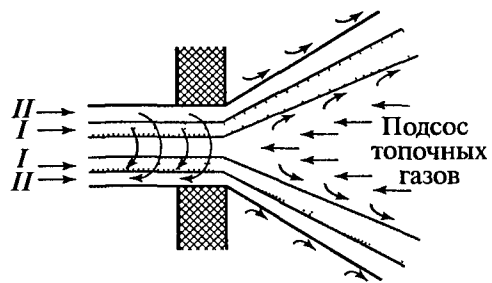


Рис. 5.13. Турбулентные пылевые горелки ЦКТИ-ТКЗ:

а — пылеугольная, б — пылегазовая, 1 — короб вторичного воздуха; 2 — улитка первичного воздуха; 3 — подача воздуха по осевому каналу; 4 — подача пылевоздушной смеси (аэросмеси); 5 — подача вторичного воздуха; 6 — обмуровка котла; 7 — завихривающие лопасти вторичного воздуха; 8 — два кольцевых канала вторичного воздуха; 9 — труба для мазутной форсунки; 10 — мазутная форсунка механического распыливания; 11 — осевой канал для воздуха; 12 — кольцевой канал для выхода аэросмеси в топочную камеру; 13 — кольцевой короб для подачи газа; 14 — труба подачи газа; 15 — выход газа в топочную камеру; 16 — газовый электрозапальник



ке 5 в мельницу. Готовая пыль поступает по пылепроводу 3 к горелкам.

Системы пылеприготовления с МВ компактны и просты по конструктивному оформлению, имеют низкие капитальные затраты и не сложны для обслуживания.

Для сжигания пылевидного топлива применяют круглые и щелевые горелки. Они размещаются фронтально — на передней стенке, встречно — на боковых стенках, а также по углам топki. Для фронтального и

Рис. 5.14. Схема смесеобразования на выходе из круглой горелки:

I — пылевоздушная смесь, II — вторичный воздух

встречного расположения применяют круглые турбулентные горелки, создающие короткий факел.

Схемы турбулентных пылевых горелок ЦКТИ-ТКЗ приведены на рис. 5.13. В этих горелках пылевоздушная смесь вводится в топку через кольцевой канал и затем поток ее расходится в топочном объеме в виде полого конуса. Двигаясь в глубину, воздушный поток захватывает и подсасывает часть топочных газов (рис. 5.14), вследствие чего внутри объема, ограниченного конусообразным потоком, возникает разрежение, тем большее, чем больше скорость движения потока. Этим обеспечивается устойчивое и непрерывное движение газов высокой температуры из глубины топочной камеры к внутренней поверхности конусообразного потока пылевоздушной смеси. Воспламенение угольной пыли под воздействием подведенной с газами теплоты возникает на внутренней поверхности пылевоздушного потока и распространяется в глубь его.

Вихревой способ. В рассмотренных факельных топках частицы топлива сгорают в объеме топki на лету. Длительность пребывания их в топочном пространстве не превышает времени пребывания продуктов сгорания в топке и составляет 1,5...3 с. В циклонных топках, которые предназначены для сжигания мелкодробленого топлива и грубой пыли, крупные частицы угля находятся во взвешенном состоянии столько времени, сколько это необходимо для полного выгорания их независимо от длительности пребывания продуктов сгорания в топке.

В них сжигают достаточно мелкие частицы угля (обычно мельче 5 мм), а необходимый для горения воздух подают с огромными (до 100 м/с) скоростями по касательной к образующей циклона. В топке создается мощный вихрь, вовлекающий частицы в циркуляционное движение, в котором они интенсивно обдуваются потоком (см. рис. 5.5, в).

Значительная удельная поверхность мелких частиц, большие значения коэффициентов массоотдачи между потоком и частицами и

высокие концентрации горючего в камере обеспечивают получение больших теплонапряжений объема топki ($q_v = 0,65 \dots 1,3$ МВт/м³ при $\alpha_t = 1,05 \dots 1,1$), в результате чего в топке развиваются температуры, близкие к адиабатным (до 2000 °С). Зола угля плавится, жидкий шлак, стекая по стенкам, тормозит движение частиц, налипающих на его поверхность, что еще больше увеличивает скорость их омыwania потоком, а значит и коэффициент массоотдачи.

Поскольку центробежный эффект уменьшается с увеличением радиуса циклона, диаметр последнего обычно не превышает 2 м, что позволяет получить тепловую мощность 40...60 МВт.

В нашей стране применяются в основном технологические циклонные топочные камеры, например для сжигания серы (в целях получения SO₂ — сырья для производства H₂SO₄; при этом используется и теплота горения), для плавления и обжига руд и нерудных материалов (например фосфоритов) и т. д. В последнее время в циклонных топках осуществляют огневое обезвреживание сточных вод, т. е. выжигание содержащихся в них вредных примесей за счет подачи дополнительного (обычно газообразного или жидкого) топлива.

В топочных камерах, в которых топливо сгорает при высоких температурах, образуется большое количество крайне токсичных оксидов азота. Предельно допустимая концентрация (ПДК) NO, безопасная для здоровья людей, в воздухе населенных пунктов составляет 0,08 мг/м³.

Поскольку образование оксидов азота существенно уменьшается при снижении температуры, в последние годы энергетики проявляют все больший интерес к так называемому низкотемпературному (в отличие от высокотемпературного — с температурой 1100 °С и выше) сжиганию в псевдоожигенном слое, когда устойчивое и полное горение каменных и бурых углей удается обеспечить при 750...950 °С.

Сжигание в кипящем слое. Слой мелкозернистого материала, продуваемый снизу вверх воздухом со скоростью, превышающей предел устойчивости плотного слоя, но недостаточной для выноса частиц из слоя, создает циркуляцию. Интенсивная циркуляция частиц в ограниченном объеме камеры создает впечатление бурно кипящей жидкости. Значительная часть воздуха проходит через такой слой в виде пузырей, сильно перемешивающих мелкозернистый материал, что еще больше усиливает сходство с кипящей жидкостью и объясняет происхождение названия.

Способ сжигания в псевдоожигенном (кипящем) слое (см. рис. 5.5, г) является в определенном смысле промежуточным между слоевым и камерным. Его преимуществом является возможность сжигания относительно мелких кусочков топлива (обычно мельче 5...10 мм) при скорости воздуха 0,1...0,5 м/с.

Топки с кипящим слоем широко используются в промышленности для сжигания колчеданов в целях получения SO_2 , обжига различных руд и их концентратов (цинковых, медных, никелевых, золотосодержащих) и т. д.

Горелочные устройства для сжигания жидких топлив. В стационарных котельных установках в качестве жидкого топлива используют только мазут. Его применяют не только как основное топливо для котельных агрегатов средней и большой производительности, но и как растопочное топливо для пылеугольных топок и дополнительное при комбинированном сжигании газа с жидким топливом. Мазут сжигают в камерных топках в распыленном состоянии. Для распыливания, т. е. раздробления топлива на возможно большее количество отдельных капель служат форсунки, которые по принципу действия разделяют на несколько типов (рис. 5.15).

Процесс сжигания состоит из пульверизации (распыливания) при помощи форсунок, испарения и термического разложения жидкого топлива, смешения полученных продуктов с воздухом, воспламенения смеси и собственно горения (рис. 5.16, а).

Цель пульверизации заключается в увеличении поверхности соприкосновения жидкости с воздухом и газами. Поверхность при этом возрастает в несколько тысяч раз. За счет сильного излучения горящего факела капельки очень быстро испаряются и подвергаются термическому разложению (крекингу). На рис. 5.16, б

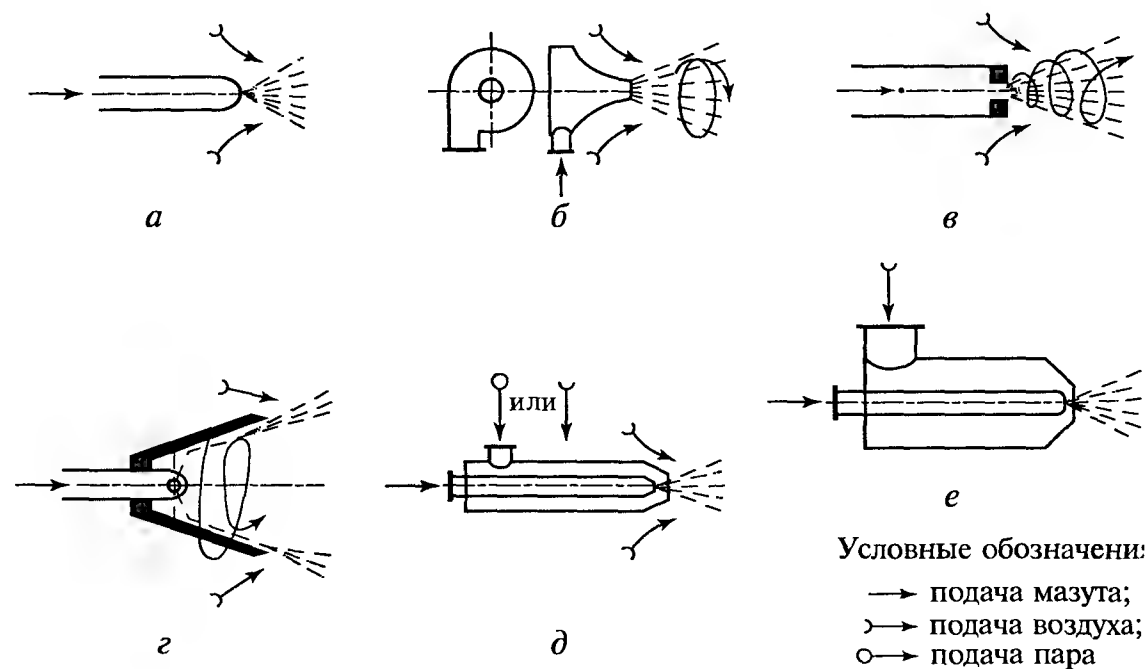


Рис. 5.15. Мазутные форсунки:

а — прямотруйная (давление мазута 1...2 МПа); б — центробежная с тангенциальным подводом мазута; в — со специальным завихрителем; г — ротационная; д — с распыливающей средой (водяной пар, воздух) высокого давления; е — с распыливающей средой низкого давления

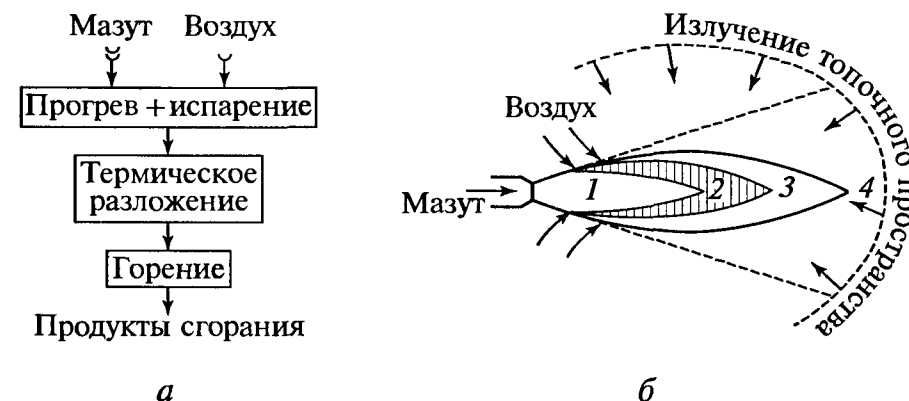


Рис. 5.16. Схема мазутного факела:

а — поточная схема выгорания жидкого топлива; б — зоны горения мазута; 1 — зона испарения; 2 — зона термического разложения (крекинга); 3 — зона горения (гомогенная); 4 — продукты сгорания в топочном пространстве

показана схема факела с характерными зонами: испарения, крекинга и горения. Эти зоны, как правило, накладываются одна на другую.

В факеле сжигаемое жидкое топливо находится в жидком, твердом (дисперсный углерод от разложения жидких углеводородов) и газообразном состояниях.

Скорость горения, как и при сжигании горючих газов, зависит от условий смесеобразования, степени предварительной аэрации, степени турбулентности факела, температуры камеры сгорания и условий развития факела. Факел получается светящимся из-за наличия в нем раскаленного дисперсного углерода. Высокомолекулярные углеводородные газы, разлагаясь при высоких температурах на простые соединения, выделяют сажистый углерод, размеры частичек которого очень малы (~0,3 мкм). Эти частицы, раскаляясь, придают пламени светящийся характер.

В механических форсунках со специальным завихрителем (см. рис. 5.15, в) жидкое топливо (мазут) под давлением 0,8...2,0 МПа проходит мелкокалиберные отверстия в головке форсунки, дробится, завихривается, а его частицы приобретают значительную скорость на выходе. В паровоздушных форсунках (см. рис. 5.15, д, е) для пульверизации мазута используется кинетическая энергия потока пара или воздуха. Давление пара на входе составляет 0,3...1,6 МПа, а воздуха — 0,3...0,7 МПа.

Форсунки с паровым распыливанием неэкономичны из-за большого расхода пара (до 0,4 кг пара на 1 кг мазута), применяются как растопочные при совместном сжигании угольной пыли и мазута, также используются в небольших котельных установках.

Крупные котлоагрегаты оборудуют форсунками с механическим распыливанием топлива. При этом мазут предварительно подогревается в теплообменниках до 100...120 °С для уменьшения

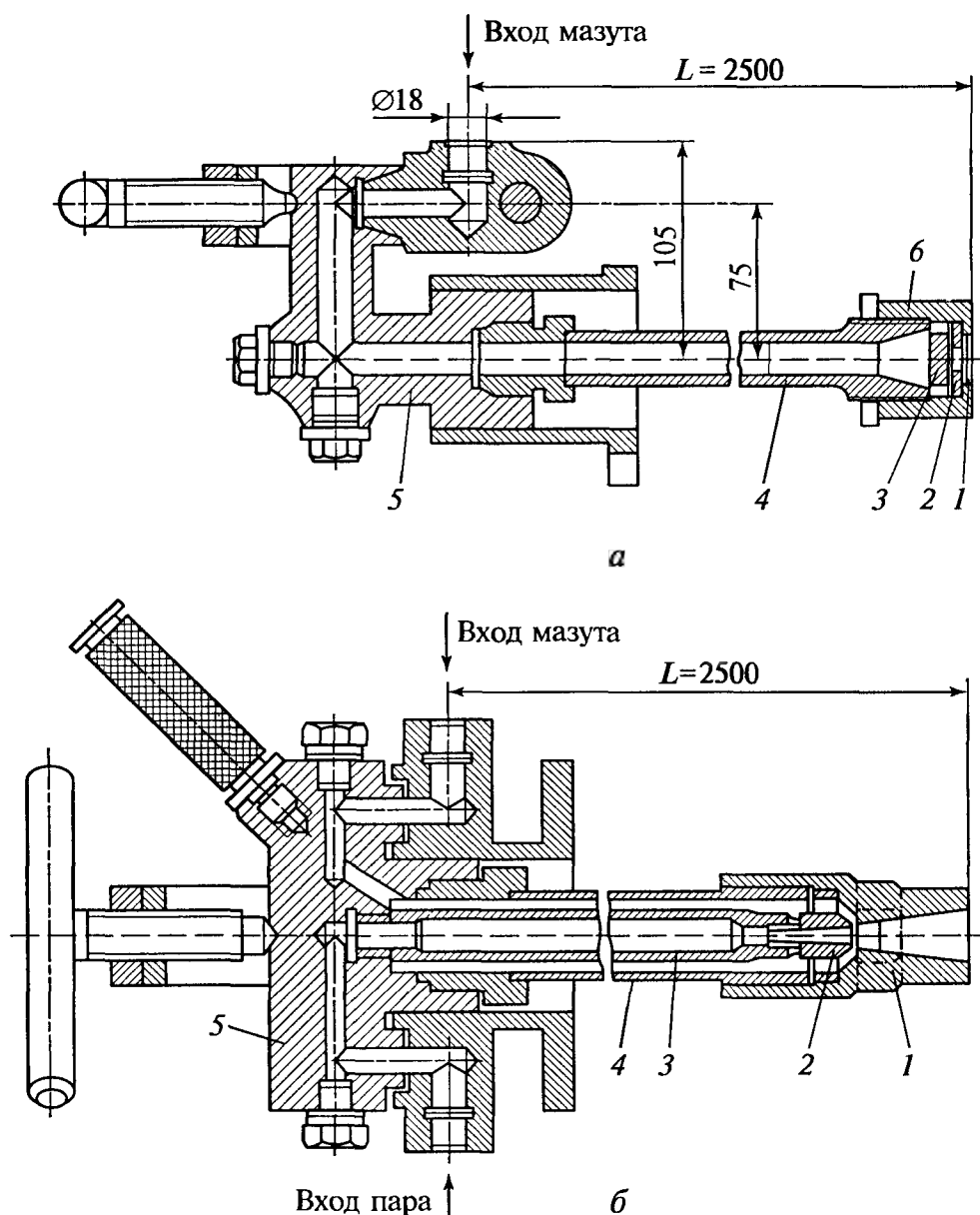


Рис 5 17 Мазутные форсунки

а — механического распыливания 1 — распыливающая шайба, 2 — завихрывающий диск, 3 — распределительный диск, 4 — подводящий ствол, 5 — корпус, 6 — накидная гайка, *б* — парового распыливания 1 — фасонная гайка, 2 — расширяющееся сопло, 3, 4 — концентрические трубы, 5 — корпус

его вязкости. Мазут подается насосами, а для очистки его от механических примесей, загрязняющих форсунку, его фильтруют

На рис. 5.17 показаны форсунки с механическим (*а*) и паровым распылением (*б*). Механические форсунки могут быть ротационными, а паровые — паровоздушными высокого давления.

В механической форсунке мазут по подводящему стволу 4 поступает в распыливающую головку. Головка состоит из распределительного диска 3, где поток мазута разделяется на отдельные струйки, завихрывающего диска 2 и распыливающей шайбы 1.

Механические форсунки изготавливают производительностью 0,2...4,0 т/ч. Механические форсунки работают практически бесшумно. Их недостатком является ограниченная возможность регулирования подачи топлива (80...100 % производительности).

В паровой форсунке пар поступает по внутренней трубе 3 в расширяющееся сопло 2, из которого вытекает с большой скоростью (до 1000 м/с и более). Мазут, проходя кольцевой канал между трубами 3 и 4, попадает в поток пара тонкой концентрической струйкой, которая разбивается паром на мелкие капли.

Мазутные форсунки устанавливают обычно на фронтальной стенке топки. Глубина топки должна быть не менее 3 м для малых форсунок и не менее 4 м для крупных. Чтобы избежать попадания капель неиспарившегося мазута на боковые стенки и на под топки, расстояние от них до оси форсунки должно быть не менее 2 м.

Для лучшего перемешивания распыленного топлива и воздуха последний подается со скоростью 25...30 м/с через специальные регистры, установленные у форсуночных амбразур и предназначенные для завихрения воздуха.

Горелочные устройства для сжигания газообразного топлива. Для сжигания газообразного топлива служат камерные топки, оборудованные газовыми горелками. Горелки предназначены для ввода в топку газа и воздуха в необходимых количествах и для организации устойчивого процесса горения в топке.

Когда газ и воздух вводят в топочную камеру отдельно, их смешение осуществляется турбулентной диффузией потоков. Горючая смесь образуется в факеле, протекающий при этом процесс горения относится к диффузионному горению. Применяемые в этом случае горелки называются горелками без предварительного смешения газа и воздуха (диффузионными) и используются они в основном в печной технике, где нужен растянутый факел.

При поступлении в топочную камеру горючей смеси, образовавшейся в смесителе горелки, происходит кинетическое горение. Горелки в этом случае называются горелками предварительного смешения, и применяют их при сжигании газа с высоким тепловым напряжением в камере $(10...40) \cdot 10^3$ кВт/м³ и коротким слабо светящимся пламенем.

Газогорелочные устройства могут быть выполнены так, что с их помощью можно осуществить и смешанный принцип горения.

В соответствии с рассмотренными принципами организации процесса горения и способом смешения воздуха с газом горелки условно можно разделить на три группы:

с внутренним смесеобразованием или с полным предварительным смешением;

с частичным предварительным смешением (неполного смешения);

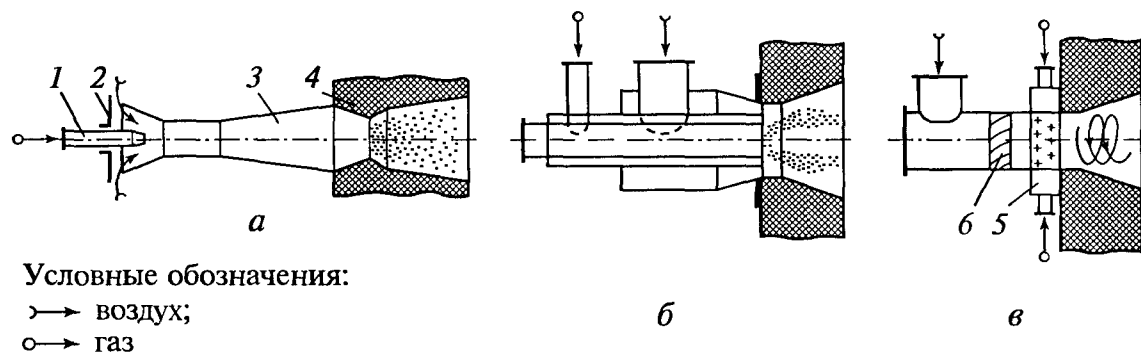


Рис. 5.18. Газовые горелки:

а — кинетическая инжекционная горелка среднего давления; б — диффузионная горелка с параллельными струями газа и воздуха; в — горелка с неполным предварительным смешением; 1 — газовое сопло; 2 — регулирующая воздушная заслонка; 3 — смеситель; 4 — керамический насадок (форкамера); 5 — кольцевой газовый коллектор; 6 — лопаточный завихритель

без предварительного смешения (с внешним смесеобразованием или диффузионные).

Указанные группы горелок представлены на рис. 5.18.

В зависимости от способа подачи воздуха газовые горелки делятся на два вида:

- с принудительной подачей воздуха от вентилятора;
- с подсосом воздуха.

В последних воздух, необходимый для горения, эжектируется струей горючего газа или поступает в горелки за счет разрежения в топочной камере.

В горелочных устройствах первой группы весь воздух, необходимый для горения, до поступления в топку предварительно смешивается с газом в смесителях. Коэффициент первичного воздуха в этих горелках равен или больше единицы. Процесс смесеобразования протекает в кинетической области, т.е. когда время сгорания соответствует времени протекания самой химической реакции. Этот принцип обеспечивается созданием однородной газозооной смеси, которая горит коротким несветящимся пламенем.

К горелкам *первой группы* относятся различные конструкции инжекционных горелок (односопловые и многосопловые, круглые и плоские, с одно-, двух и трехступенчатым смесителем) среднего и высокого давления. Инжекционные горелки состоят из двух основных частей — смесителя и стабилизатора горения.

Горелки этого типа, выпускаемые в настоящее время, имеют сравнительно небольшую производительность и поэтому применяются для котлов небольшой мощности. Указанные горелки (кинетические с инжекционным смесителем) получили широкое распространение при сжигании газов в нагревательных и термических печах промышленных предприятий, не требующих вентиляторного дутья для подачи воздуха. Принципиальная схема инжекционной горелки представлена на рис. 5.19.

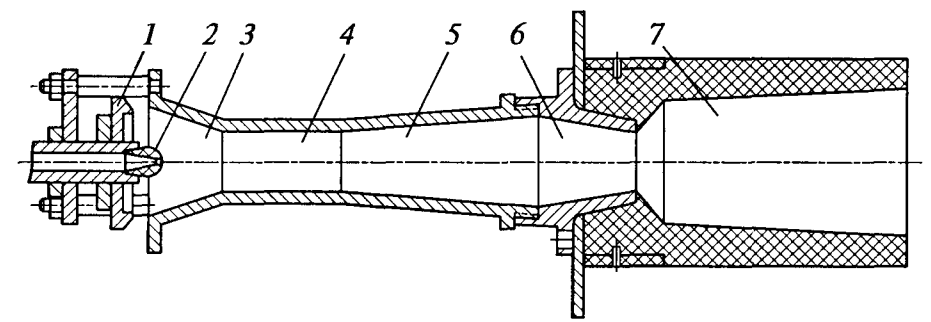


Рис. 5.19. Инжекционная горелка:

1 — регулятор количества инжектируемого воздуха; 2 — газовое сопло; 3 — конфузор; 4 — камера смешения; 5 — диффузор; 6 — суживающий насадок (перезжим); 7 — керамический туннель (форкамера)

Преимуществом инжекционных горелок является их способность работать без вентиляторного дутья даже при наличии небольшого противооавления в пространстве сгорания. Это особенно важно в условиях термических и кузнечных цехов предприятий, где число установленных горелок исчисляется десятками и снабжение их воздухом от вентиляторных установок представляет весьма сложную задачу.

Кроме того, достоинством инжекционных горелок является способность при известных условиях поддерживать с достаточной точностью постоянную пропорцию газа и воздуха (т.е. коэффициент избытка воздуха) при изменении их производительности. Это значительно упрощает автоматическое регулирование горения.

Существенными недостатками инжекционных горелок полного предварительного смешения являются их большие габариты и трудность обеспечения устойчивой работы при низком давлении газа.

В инжекционных горелках всех типов газ перед рабочим соплом имеет избыточное давление, а воздух поступает непосредственно из атмосферы цеха или котельной. Газ с большой скоростью вытекает из сопла, увлекая в процессе турбулентного смешения воздух, поступающий через кольцевое пространство между соплом и корпусом конфузора. В камере смешения (горловине) продолжается процесс смешения и некоторое (далеко не полное) выравнивание скоростей. В диффузоре горелки заканчивается смешение и увеличивается давление смеси за счет уменьшения кинетической энергии потока. Диффузор играет важную роль в окончании процесса смешения, так как движение смеси в нем сильно турбулизировано. На выходе горелка обычно имеет насадок, выравнивающий поле скоростей по сечению и доводящий выходную скорость до заданной величины, которая обеспечивает устойчивую работу горелки без проскока пламени при нужной глубине регулирования.

Чтобы уменьшить вынос горелки перед фронтом печи или котельной топки, осуществляется поворот потока смеси после диф-

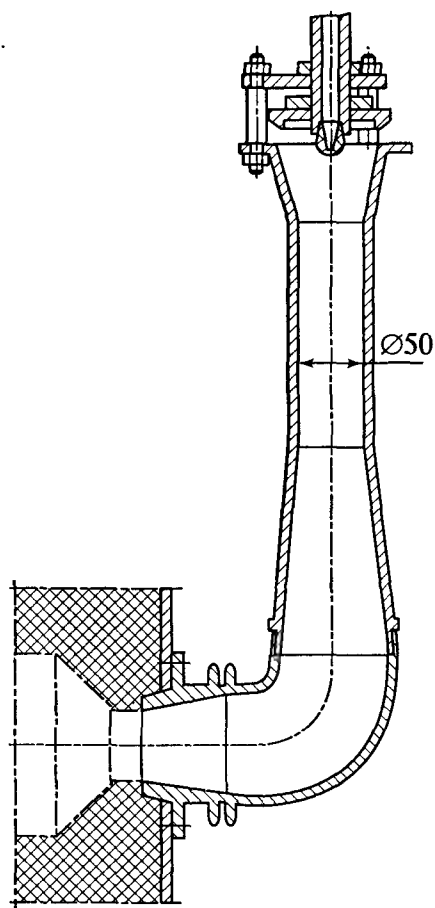


Рис. 5.20. Угловая инжекционная горелка

фузора на 90° или на любой другой угол (рис. 5.20). Это позволяет располагать горелку вдоль наружной стены обмуровки. Такие повороты несколько ухудшают аэродинамические характеристики горелок, что, однако, не мешает их широкому распространению.

Ко второй группе горелочных устройств относятся турбулентные газовые горелки с центральным или периферийным подводом газа в закрученный поток воздуха (см. рис. 5.18, в). В горелках этого типа факел образуется или в пределах горелочной амбразуры, или на выходе из нее и заканчивается в топочной камере. К этой группе относятся горелки внутреннего смешения с принудительной подачей воздуха (рис. 5.21).

Горелки с принудительной подачей воздуха применяются для работы с избыточным давлением газа от 50 до 150 мм вод. ст. Воздух, необходимый для горения, подается в горелки дутьевым вентилятором с давлением от 50 до 300 мм вод. ст. Эти горелки предназначены для сжигания большого количества газа.

В горелку газ поступает по трубам 10, проходящим через воздушную камеру 5. Струи газа, выходя под углом к оси трубы и встречаясь с завихренным потоком воздуха, проходящим между ребрами 8, тщательно перемешиваются с воздухом, поэтому газовоздушная смесь поступает в топку хорошо подготовленной, что позволяет получить факел горелки сравнительно небольшой длины.

В центре горелки, вдоль продольной оси, расположена трехдюймовая труба (гляделка) 3, которая используется для зажигания горелки и наблюдения за горением.

Для предохранения стальных деталей горелок от лучистой теплоты топки вся передняя часть горелки футеруется огнеупорной массой.

К третьей группе газогорелочных устройств относятся горелки чисто диффузионного типа (со смешением целиком в пределах топки). Они получили сравнительно ограниченное применение в промышленности, хотя и обладают некоторыми неоспоримыми достоинствами, а в отдельных случаях совершенно незаменимы.

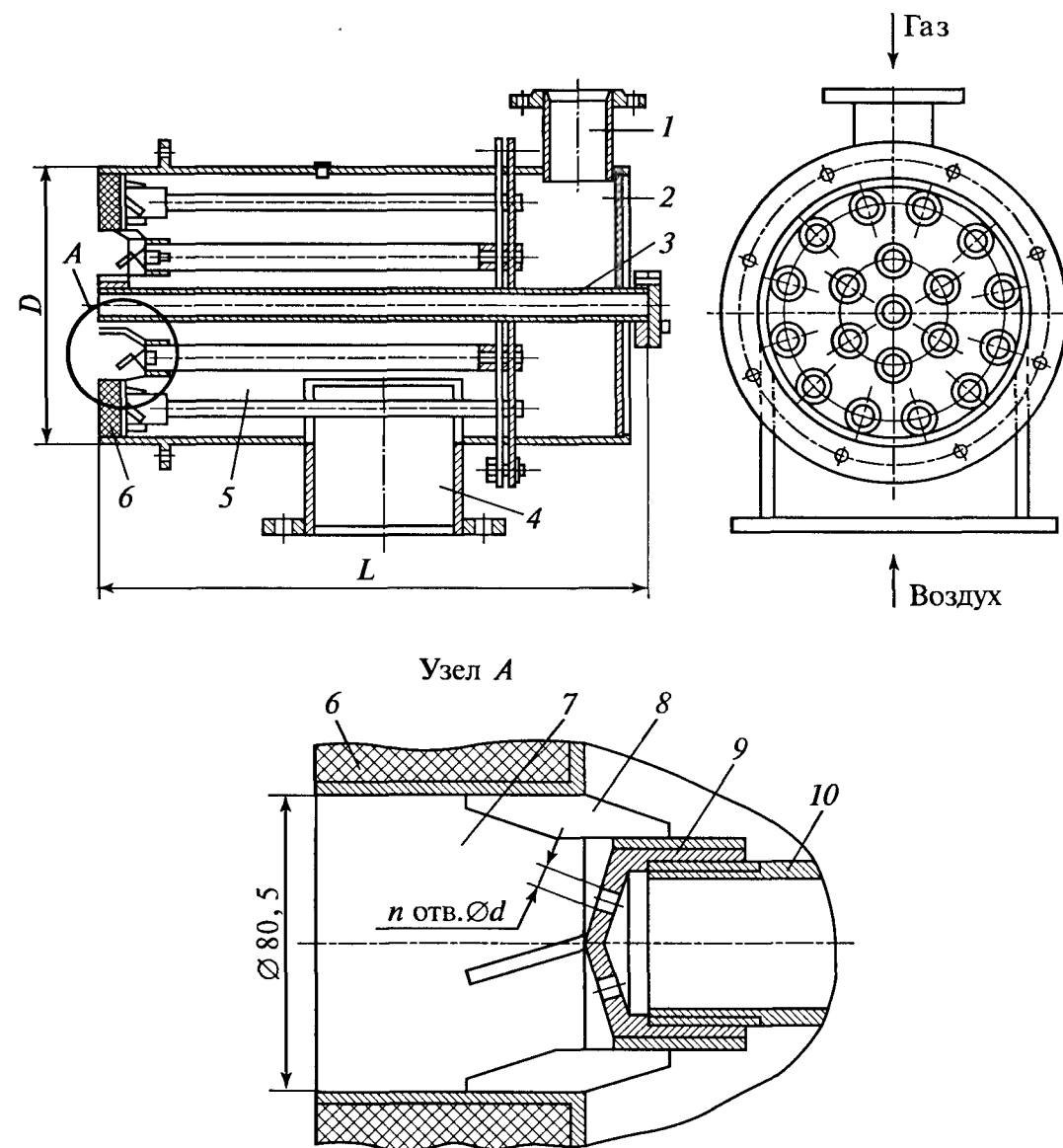


Рис. 5.21. Газовая горелка с принудительной подачей воздуха (Мосгазпроект):

1 — патрубок для присоединения к газопроводу; 2 — газораспределительная камера; 3 — гляделка; 4 — патрубок воздушный; 5 — воздушная камера; 6 — огнеупорная масса; 7 — амбразура; 8 — ребра для закрутки воздушного потока; 9 — газовый наконечник; 10 — газовая труба

Например, в высокотемпературных печах (мартеновских, стекловаренных) при подогреве воздуха до температуры, значительно превышающей температуру самовоспламенения газа, предварительное смешение газа с воздухом неосуществимо.

Преимуществами диффузионных горелок являются отсутствие опасности проскока пламени, возможность работы без дутья и при низком давлении газа, высокая степень черноты факела, простота конструкции. К их недостаткам относятся: необходимость некоторого повышения коэффициента избытка воздуха по сравнению с кинетическими горелками, более низкие тепловые на-

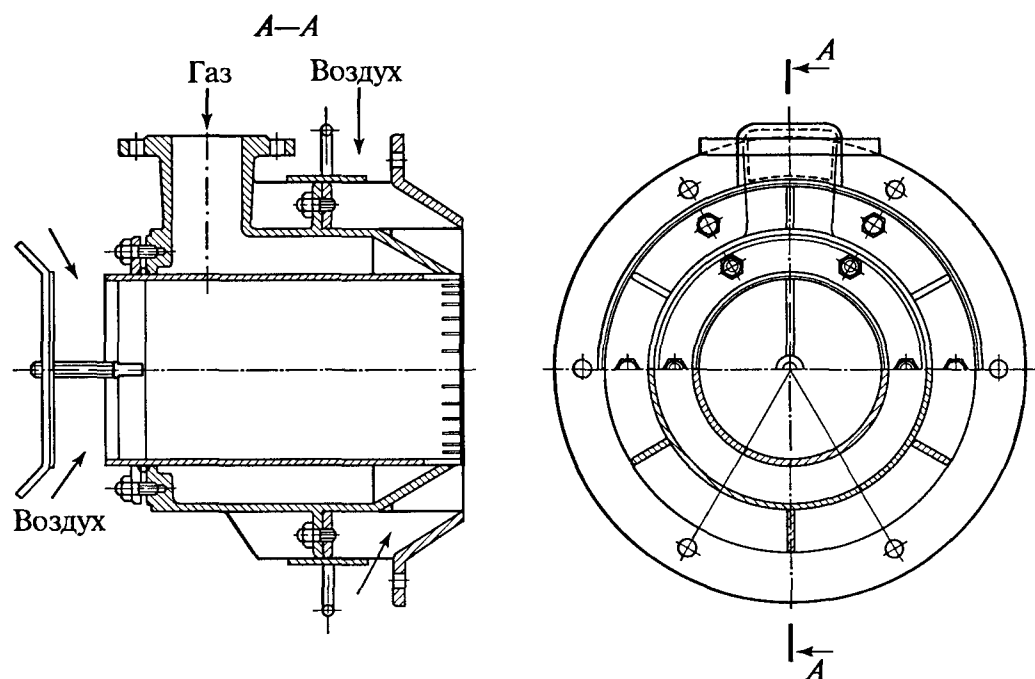


Рис. 5.22. Диффузионная горелка, работающая без вентиляторного дутья
пряжения топочного объема и ухудшение условий догорания газа
в хвостовой части факела.

Обычно диффузионные горелки при сжигании природных и
попутных газов дают сажаистый светящийся факел.

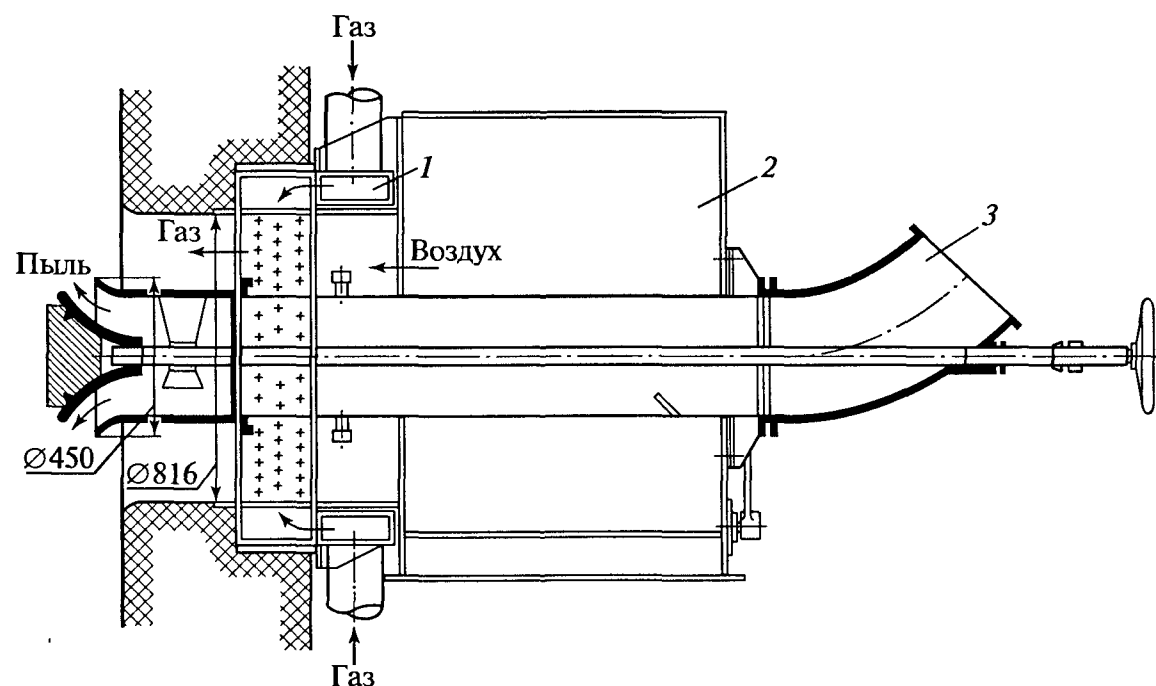


Рис. 5.23. Пылегазовая комбинированная горелка большой
производительности:

1 — кольцевая периферийная камера газа; 2 — короб подачи воздуха; 3 — подача
пылевоздушной смеси

Большинство промышленных диффузионных горелок распола-
гается на фронтальной или боковой стенках топки или печи, хотя в
последнее время получили большое распространение так называ-
емые подовые горелки, размещаемые внутри топки в нижней ее
части.

Горелки фронтального типа могут работать как с принудитель-
ным дутьем, так и с подачей воздуха за счет разрежения в топке.

Фронтальные диффузионные горелки могут с успехом приме-
няться в промышленных котлах небольшой производительности:
жаротрубных, в котлах судового типа, КРШ, ДКВ и т. п.

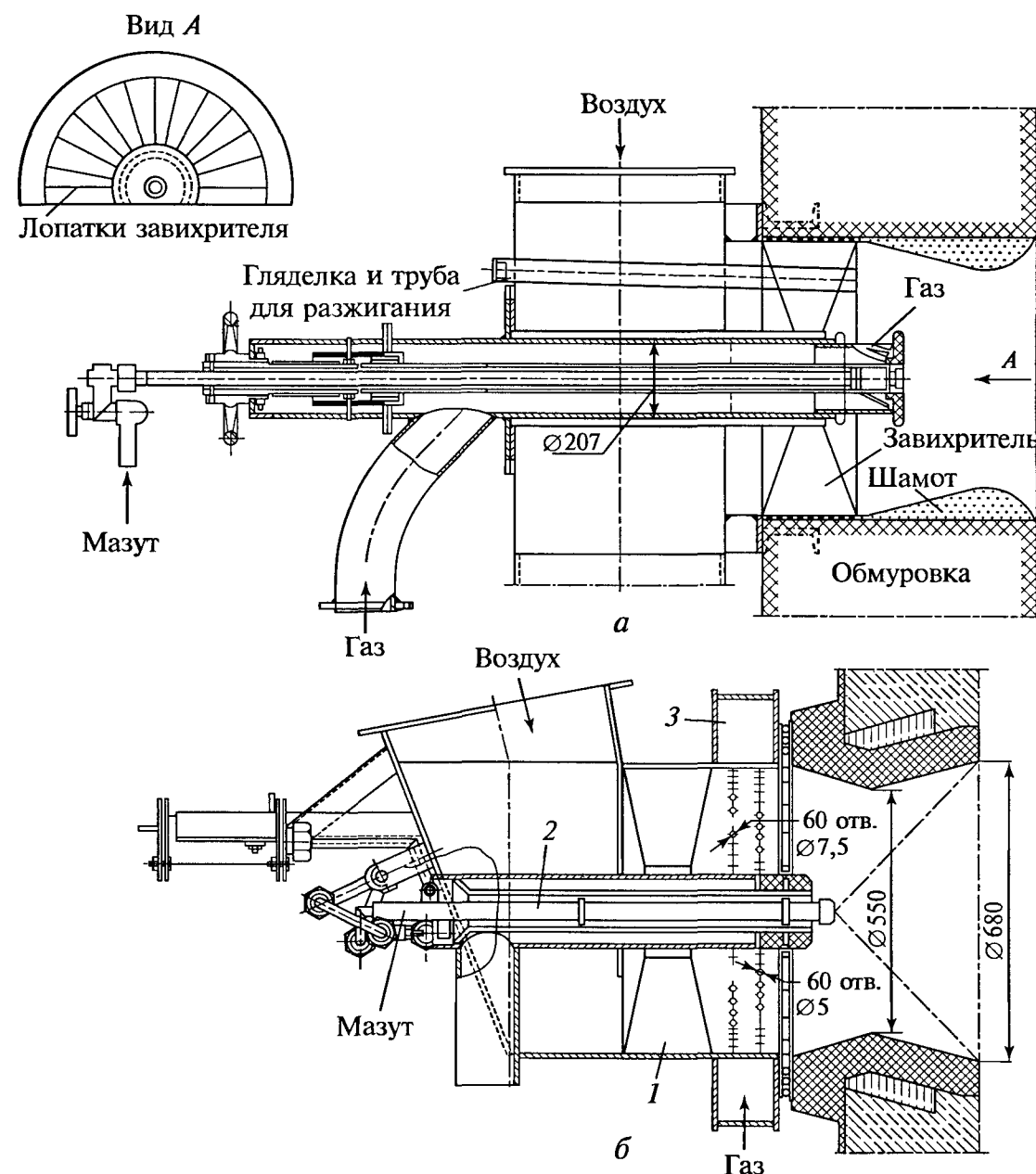


Рис. 5.24. Газомазутные горелки:

а — с центральной подачей газа; б — с периферийной подачей газа; 1 — завих-
ритель для воздуха; 2 — мазутная форсунка; 3 — кольцевая газовая камера

На рис. 5.22 показана конструкция диффузионной горелки Куйбышевского политехнического института (КПТИ). В этой горелке подача газа происходит из кольцевого пространства корпуса через 16 или 32 сопловые щели, расположенные под углом к радиусу и оси горелки. Воздух в количестве примерно 50 % подводится через внутренний патрубок, остальной воздух в количестве 55...65 % от теоретически необходимого поступает через внешние окна регистра. Оба потока воздуха имеют независимое регулирование. Нормальное поступление воздуха обеспечивается разрежением в топке от 2 до 6 мм вод. ст. в зависимости от производительности горелки.

Многоструйный вход газа под углом к оси горелки приводит к закручиванию потока и хорошему перемешиванию. При сжигании природных газов среднего давления факел получается сравнительно коротким, с умеренной светимостью. При сжигании жирных (попутных) газов и низком его давлении горелка дает сажистый более длинный факел сильной светимости. Выбирая давление газа, число, размеры и угол наклона сопловых отверстий в этих горелках, можно в очень широких пределах влиять на геометрические и тепловые характеристики факела.

Недостатком диффузионных бездутьевых горелок является требование устойчивого разрежения в топке, что сужает область их применения, особенно для промышленных печей.

В мощных котлоагрегатах газообразное топливо обычно сжигается в топках, рассчитанных на два вида топлива: газ — мазут, угольная пыль — газ, поэтому широко используются комбинированные пылегазовые и газомазутные горелки.

В комбинированной пылегазовой горелке (рис. 5.23) природный газ через отверстия в кольцевой периферийной камере поступает в топку, а угольная пыль подается по центральному каналу.

На рис. 5.24, *а*, *б* представлены варианты комбинированной газомазутной горелки. Газ через щели в центральной трубе (*а*) или отверстия в кольцевой камере (*б*) попадает в поток воздуха, подаваемого через завихритель *1*. Благодаря этому происходит частичное смешение газа с воздухом в амбразуре горелки. Представленные мазутные форсунки имеют механическое распыливание.

Контрольные вопросы

1. Какие существуют виды топлива, сжигаемые в котельных установках? Назовите их элементарный состав.
2. Укажите основные характеристики топлив. Что такое условное топливо?
3. Опишите процессы гомогенного и гетерогенного горения топлива.
4. Какие существуют способы сжигания твердых топлив?
5. Назовите состав продуктов сгорания. Как их рассчитывают?
6. Для чего определяют энтальпию продуктов сгорания и какие температуры сгорания рассматриваются?

7. Какие методы применяют для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлив?

8. Для чего применяют пылевидное сжигание твердых топлив в котельных агрегатах?

9. Какое основное оборудование применяют для пылеприготовления твердого топлива?

10. В чем заключается принцип работы форсунок для сжигания жидкого топлива механического и паровоздушного распыливания?

11. Каким образом классифицируются газовые горелки по способу смешения с воздухом и как они влияют на факел в топочной камере?

12. Объясните схемы конструкций инжекционных горелок и назовите особенности их работы.

13. Что такое комбинированные горелочные устройства, применяемые при сжигании двух видов топлива?

Глава 6 КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

6.1. Общие сведения

Котельная установка состоит из котла и вспомогательного оборудования. Устройства, предназначенные для получения пара или горячей воды повышенного давления за счет теплоты, выделяемой при сжигании топлива, или теплоты, подводимой от посторонних источников (обычно с горячими газами), называют котельными агрегатами. Они делятся соответственно на *котлы паровые* и *котлы водогрейные*. Котельные агрегаты, использующие (т.е. утилизирующие) теплоту отходящих из печей газов или других основных и побочных продуктов различных технологических процессов, называют *котлами-утилизаторами*.

В состав котла входят: топка, пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель, каркас, обмуровка, тепловая изоляция, обшивка.

К *вспомогательному оборудованию* относятся: тягодутьевые машины, устройства очистки поверхностей нагрева, устройства топливоприготовления и топливоподачи, оборудование шлако- и золоудаления, золоулавливающие и другие газоочистительные устройства, газозовоздухопроводы, трубопроводы воды, пара и топлива, арматура, гарнитура, автоматика, приборы и устройства контроля и защиты, водоподготовительное оборудование и дымовая труба.

К *арматуре* относят: регулирующие и запорные устройства, предохранительные и водопробные клапаны, манометры и водоуказательные приборы.

В *гарнитуру* входят: лазы, гляделки, люки, шиберы и заслонки.

Здание, в котором располагаются котлы, называют *котельной*.

Комплекс устройств, включающий в себя котельный агрегат и вспомогательное оборудование, называют *котельной установкой*. В зависимости от вида сжигаемого топлива и других условий некоторые из указанных элементов вспомогательного оборудования могут отсутствовать.

Котельные установки, снабжающие паром турбины тепловых электрических станций, называют *энергетическими*. Для снабжения паром производственных потребителей и отопления зданий в ряде случаев создают специальные производственные и отопительные котельные установки.

В качестве источников теплоты для котельных установок используются природные и искусственные топлива (каменный уголь, жидкие и газообразные продукты нефтехимической переработки, природный и доменный газы и др.), отходящие газы промышленных печей и других устройств, солнечная энергия, энергия деления ядер тяжелых элементов (урана, плутония) и т.д.

Технологическая схема котельной установки с барабанным паровым котлом, работающим на пылевидном угле, приведена на рис. 6.1. Топливо с угольного склада после дробления подается конвейером в бункер сырого угля 1, из которого направляется в систему пылеприготовления, имеющую углеразмольную мельницу 2. Пылевидное топливо с помощью специального вентилятора 3 транспортируется по трубам в воздушном потоке к горелкам 4 топки

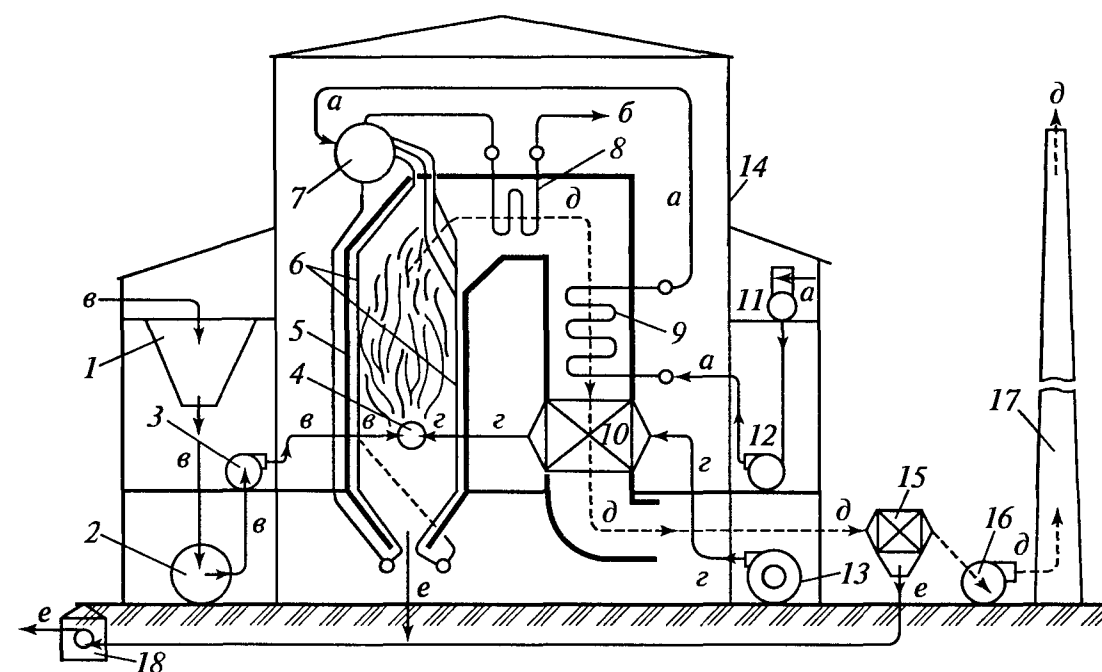


Рис. 6.1. Технологическая схема котельной установки:

a — водяной тракт; *б* — перегретый пар; *в* — топливный тракт; *г* — путь движения воздуха; *д* — тракт продуктов сгорания; *е* — путь золы и шлака; 1 — бункер топлива; 2 — углеразмольная мельница; 3 — мельничный вентилятор; 4 — горелка; 5 — контур топки и газоходов котельного агрегата; 6 — экраны топки; 7 — барабан; 8 — пароперегреватель; 9 — водяной экономайзер; 10 — воздухоподогреватель; 11 — бак запаса воды с деаэрационным устройством; 12 — питательный насос; 13 — вентилятор; 14 — контур здания котельной (помещения котельного отделения); 15 — золоулавливающее устройство; 16 — дымосос; 17 — дымовая труба; 18 — насосная для откачки золошлаковой пульпы

котла 5, находящегося в котельной 14. К горелкам подводится также вторичный воздух дутьевым вентилятором 13 (обычно через воздухоподогреватель котла 10). Вода для питания котла подается в его барабан 7 питательным насосом 12 из бака питательной воды 11, имеющего деаэрационное устройство. Перед подачей воды в барабан она подогревается в водяном экономайзере 9 котла. Испарение воды происходит в трубной системе. Сухой насыщенный пар из барабана поступает в пароперегреватель 8, а затем направляется к потребителю.

Топливо-воздушная смесь, подаваемая горелками в топочную камеру (топку) парового котла, сгорает, образуя высокотемпературный (1500°C) факел, излучающий тепло на трубы 6, расположенные на внутренней поверхности стен топки. Это — испарительные поверхности нагрева, называемые экранами. Отдав часть теплоты экранам, топочные газы с температурой около 1000°C проходят через верхнюю часть заднего экрана, трубы которого здесь расположены с большими промежутками (эта часть носит название фестона), и омывают пароперегреватель. Затем продукты сгорания движутся через водяной экономайзер, воздухоподогреватель и покидают котел с температурой, несколько превышающей 100°C . Уходящие из котла газы очищаются от золы в золоулавливающем устройстве 15 и дымососом 16 выбрасываются в атмосферу через дымовую трубу 17. Уловленная из дымовых газов пылевидная зола и выпавший в нижнюю часть топки шлак удаляются, как правило, в потоке воды по каналам, а затем образующаяся пульпа откачивается специальными багерными насосами из насосной 18 и удаляется по трубопроводам.

Барабанный котельный агрегат состоит: из топочной камеры и газоходов, барабана, поверхностей нагрева, находящихся под давлением рабочей среды (воды, пароводяной смеси, пара), воздухоподогревателя, соединительных трубопроводов и воздухопроводов. Поверхности нагрева, находящиеся под давлением, включают в себя: водяной экономайзер, испарительные элементы, образованные в основном экранами топки и фестонами, и пароперегреватель. Все поверхности нагрева котла, в том числе и воздухоподогреватель, как правило, трубчатые. Лишь некоторые мощные паровые котлы имеют воздухоподогреватели иной конструкции. Испарительные поверхности подключены к барабану и вместе с опускными трубами, соединяющими барабан с нижними коллекторами экранов, образуют циркуляционный контур. В барабане происходит разделение пара и воды, кроме того, большой запас воды в нем повышает надежность работы котла.

Нижнюю трапециевидную часть топки котельного агрегата (см. рис. 6.1) называют холодной воронкой — в ней охлаждается выпадающий из факела частично спекшийся зольный остаток, который в виде шлака проваливается в специальное приемное уст-

ройство. Газомазутные котлы не имеют холодной воронки. Газоход, в котором расположены водяной экономайзер и воздухоподогреватель, называют *конвективным* (конвективная шахта), в нем теплота передается воде и воздуху в основном конвекцией. Поверхности нагрева, встроенные в этот газоход и называемые хвостовыми, позволяют снизить температуру продуктов сгорания от $500\ldots 700^{\circ}\text{C}$ после пароперегревателя почти до 100°C , т.е. полнее использовать теплоту сжигаемого топлива.

Вся трубная система и барабан котла поддерживаются каркасом, состоящим из колонн и поперечных балок. Топка и газоходы защищены от наружных теплопотерь обмуровкой — слоем огнеупорных и изоляционных материалов. С наружной стороны обмуровки стенки котла имеют газоплотную обшивку стальным листом в целях предотвращения присосов в топку избыточного воздуха и выбивания наружу запыленных горячих продуктов сгорания, содержащих токсичные компоненты.

6.2. Назначение и классификация котлоагрегатов

Котельным агрегатом называется энергетическое устройство производительностью D (т/ч) для получения пара с заданными давлением (p , МПа) и температурой (t , $^{\circ}\text{C}$). Часто это устройство называют парогенератором, так как в нем происходит генерация пара, или просто паровым котлом. Если конечным продуктом является горячая вода заданных параметров (давления и температуры), используемая в промышленных технологических процессах и для отопления промышленных, общественных и жилых зданий, то устройство называют водогрейным котлом. Таким образом, все котлоагрегаты можно подразделить на два основных класса: паровые и водогрейные.

По характеру движения воды, пароводяной смеси и пара паровые котлы подразделяются (рис. 6.2):

- на барабанные с естественной циркуляцией;
- барабанные с многократной принудительной циркуляцией;
- прямоточные.

В барабанных котлах с естественной циркуляцией (рис. 6.3) вследствие разности плотностей пароводяной смеси в левых трубах 2 и жидкости в правых трубах 4 будет происходить движение пароводяной смеси в левом ряду — вверх, а воды в правом ряду — вниз. Трубы правого ряда называются опускными, а левого — подъемными (экранными).

Отношение количества воды, проходящей через контур, к паропроизводительности контура D за тот же промежуток времени называется кратностью циркуляции $K_{\text{ц}}$. Для котлов с естественной циркуляцией $K_{\text{ц}}$ колеблется в пределах от 10 до 60.

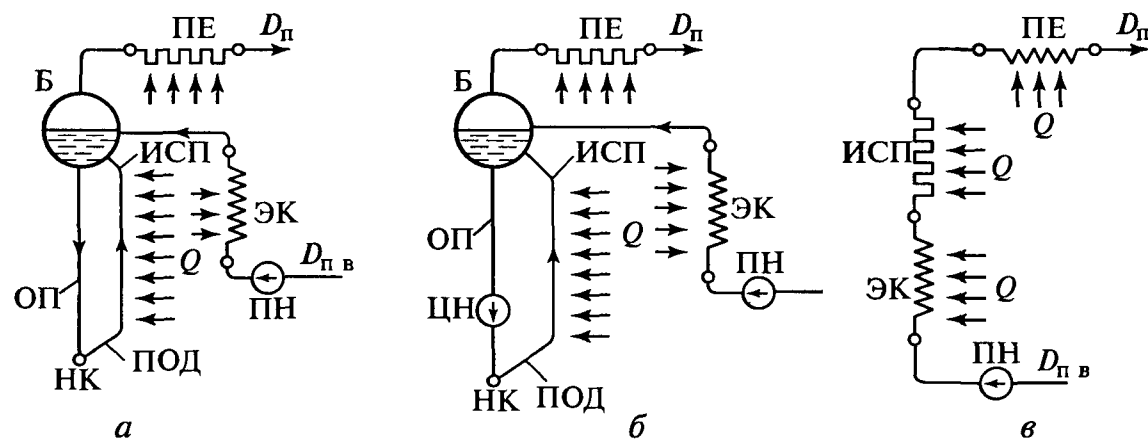


Рис. 6.2. Схемы генерации пара в паровых котлах:

а — естественная циркуляция; б — многократная принудительная циркуляция; в — прямоточное движение; Б — барабан, ИСП — испарительные поверхности; ПЕ — пароперегреватель; ЭК — водяной экономайзер; D — расход пара; $D_{пв}$ — расход питательной воды, ПН — питательный насос; ЦН — циркуляционный насос; НК — нижний коллектор; Q — подвод теплоты; ОП — опускные трубы; ПОД — подъемные трубы

Разность весов двух столбов жидкостей (воды в опускных и пароводяной смеси в подъемных трубах) создает движущий напор циркуляции воды в трубах котла:

$$\Delta p = gh (\rho_v - \rho_{см}), \text{ Н/м}^2,$$

где h — высота контура, м; ρ_v , $\rho_{см}$ — плотности (объемная масса) воды и пароводяной смеси, кг/м³.

Движущий напор циркуляции расходуется на преодоление сопротивления движению по трубам воды и пароводяной смеси, а также на сообщение ускорения пароводяной смеси в связи с ростом объема жидкости, происходящим при парообразовании в подъемных трубах.

В котлах с принудительной циркуляцией движение воды и пароводяной смеси (см. рис. 6.2, б) осуществляется принудительно с помощью циркуляционного насоса ЦН, движущий напор которого рассчитан на преодоление сопротивления всей системы.

В прямоточных котлах (см. рис. 6.2, в) нет циркуляционного контура, и многократной циркуляции воды, отсутствует барабан, вода прокачивается питательным насосом через экономайзер, испарительные поверхности и пароперегреватель, включенные

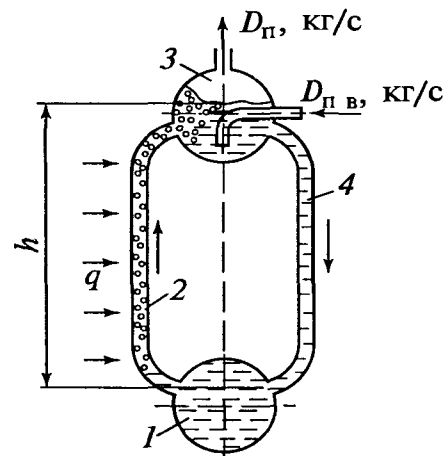


Рис. 6.3. Естественная циркуляция воды в котле:

1 — нижний коллектор; 2 — левые трубы; 3 — барабан котла; 4 — правые трубы

Характеристика котельных агрегатов, выпускаемых отечественной промышленностью

Давление, МПа (ат)	Паропроизводительность котла, т/ч	Состояние пара (температура, °С)	Температура питательной воды, °С	Область применения
0,88 (9)	0,2; 0,4; 0,7; 1,0	Насыщенный	50	Технологические и отопительные нужды небольших промышленных предприятий
1,37 (14)	2,5	Насыщенный	80	Технологические и отопительные нужды более крупных промышленных предприятий
	4; 6,5; 10; 15; 20	Насыщенный или перегретый (250)	100	Квартальные отопительные котельные
2,35 (24)	4; 6,5; 10; 15; 20;	Насыщенный или перегретый (370 и 425)	100	Технологические нужды некоторых промышленных предприятий
3,92 (40)	6,5; 10; 15; 20; 25; 35; 50; 75	(440)	145	Снабжение паром турбин мощностью от 0,75 до 12 МВт на электрических станциях малой мощности
9,80 (100)	60; 90; 120; 160; 220	(540)	215	Снабжение паром турбин мощностью от 12 до 50 МВт на электрических станциях
13,70 (140)	160; 210; 320; 420; 480	(570)	230	Снабжение паром турбин мощностью от 50 до 200 МВт на крупных электрических станциях
	320; 500; 640	С вторичным перегревом (570/570)	230	
25,00 (255)	950; 1600; 2500	С вторичным перегревом (570/570)	260	Снабжение паром турбин мощностью 300, 500 и 800 МВт на крупнейших электрических станциях

последовательно. Следует отметить, что прямоточные котлы используют воду более высокого качества. Вся вода, поступающая в испарительный тракт на выходе из него полностью превращается в пар, т. е. в этом случае кратность циркуляции $K_{ц} = 1$.

Паровой котельный агрегат (парогенератор) характеризуется паропроизводительностью (т/ч или кг/сек), давлением (кН/м² и МН/м²), температурой производимого пара и температурой питательной воды. Эти параметры в России регламентируются стандартами (табл. 6.1).

Поскольку парогенератор предназначен для превращения теплоты, заключенной в топливе, в потенциальную энергию пара, он представляет собой разновидность преобразователя энергии, а потому его можно характеризовать также по мощности (кВт или МВт). По паропроизводительности различают котлы малой паропроизводительности (до 20... 25 т/ч), средней паропроизводительности (от 35... 50 до 160... 220 т/ч) и большой паропроизводительности (от 220... 250 т/ч и выше).

По давлению производимого пара различают котлы: низкого давления (до 1,37 МН/м²), среднего давления (2,35 и 3,92 МН/м²), высокого давления (9,81 и 13,7 МН/м²) и закритического давления (25,1 МН/м²). Граница, отделяющая котлы низкого давления от котлов среднего давления, условна.

В котельных агрегатах производят либо насыщенный пар, либо пар, перегретый до различной температуры, величина которой зависит от его давления. В настоящее время в котлах высокого давления температура пара не превышает 540... 570 °С. Температура питательной воды в зависимости от давления пара в котле колеблется от 50 до 260 °С.

Водогрейные котлы характеризуют по их теплопроизводительности (кВт или МВт, в системе МКГСС — Гкал/ч), температуре и давлению подогретой воды, а также по роду металла, из которого изготовлен котел.

По роду металла различают чугунные и стальные водогрейные котлы. Чугунные котлы предназначены для отопления отдельных зданий и выполняют на небольшие теплопроизводительности, не превышающие 1,2... 1,6 МВт, для подогрева воды с давлением не выше 300... 400 кН/м² до температуры 115 °С. Стальные котлы выполняют на большие теплопроизводительности от 4,75 до 210 МВт и устанавливают в крупных квартальных и районных котельных для теплоснабжения больших жилых массивов. Кроме того, водогрейные котлы теплопроизводительностью 35 МВт и выше устанавливают также на ТЭЦ взамен пиковых подогревателей сетевой воды.

6.3. Основные виды котельных агрегатов

Энергетические котельные агрегаты. Котельные агрегаты паропроизводительностью от 50 до 220 т/ч на давление 3,92... 13,7 МН/м² выполняют только в виде барабанных, работающих с естественной

циркуляцией воды. Агрегаты паропроизводительностью от 250 до 640 т/ч на давление 13,7 МН/м² выполняют и в виде барабанных, и в виде прямоточных, а котельные агрегаты паропроизводительностью от 950 т/ч и выше на давление 25 МН/м² — только в виде прямоточных, так как при сверхкритическом давлении естественную циркуляцию осуществить нельзя.

Типичный профиль котельного агрегата паропроизводительностью 50... 220 т/ч на давление пара 3,92... 13,7 МН/м² при температуре перегрева 440... 570 °С (рис. 6.4) характеризуется компоновкой его элементов в виде буквы «П», в результате чего образуются два хода дымовых газов. Первым ходом является экранированная топка, определившая название типа котельного агрегата. Экранирование топки настолько значительно, что в ней экранной поверхностям передается полностью вся теплота, требующаяся для превращения в пар воды, поступившей в барабан котла. В результате исчезает необходимость в кипяtilьных конвективных поверхностях нагрева; конвективными поверхностями нагрева в котельных агрегатах этого типа остаются только пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель.

Выйдя из топочной камеры 2, дымовые газы поступают в короткий горизонтальный соединительный газопровод, где размещен пароперегреватель 4, отделенный от топочной камеры только небольшим фестоном 3. После этого дымовые газы направляются во второй — нисходящий — газопровод, в котором расположены в расщелку водяные экономайзеры 5 и воздухоподогреватели 6. Горелки 1 могут быть как завихривающие с расположением на передней стене или на боковых стенах встречно, так и угловые (как показано на рисунке).

У котельных агрегатов паропроизводительностью 320... 640 т/ч на давление пара 13,7 МН/м², как правило, сохраняют П-образную компоновку, хотя в некоторых случаях появляется и Т-образная компоновка. Выполнение пароперегревателя становится все более сложным. Шире начинают применяться полуоткрытые топки и регенеративные воздухоподогреватели.

При П-образной компоновке котельного агрегата (рис. 6.5), работающего с естественной циркуляцией воды, барабан 4 котла обычно размещают сравнительно высоко над топкой; сепарацию пара в этих котлах обычно осуществляют в выносных устройствах — циклонах 5. При сжигании антрацита применяют полуоткрытую и полностью экранированную топку 2 с встречным расположением горелок 1 на передней и задней стенках и подом, предназначенным для жидкого шлакоудаления. На стенках камеры горения размещают шиповые, утепленные огнеупорной массой экраны, а на стенках камеры охлаждения — открытые экраны. Часто применяют комбинированный пароперегреватель 3, состоящий из потолочной радиационной части, полурadiационных ширм и кон-

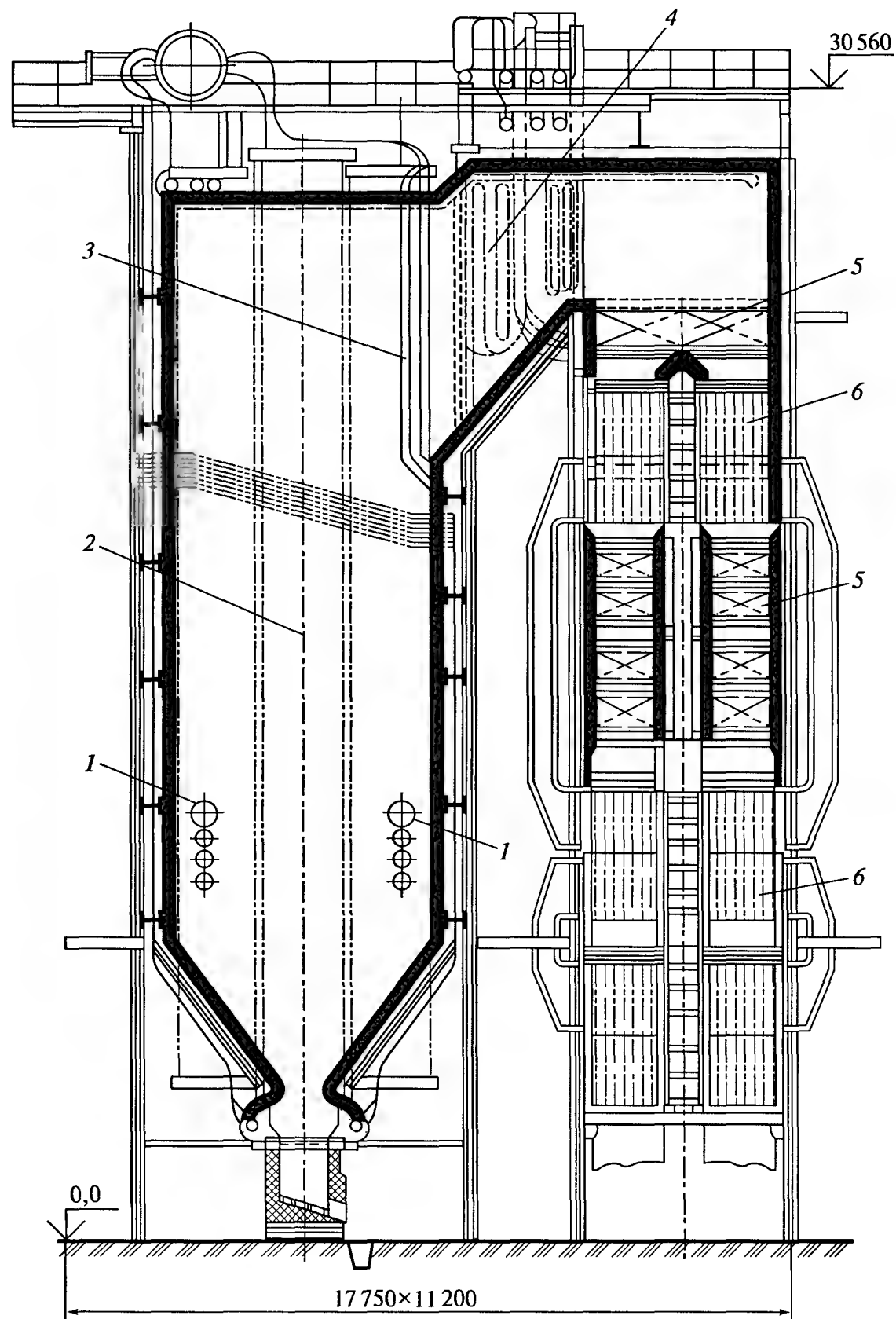


Рис. 6.4. Котельный агрегат паропроизводительностью 220 т/ч с давлением пара 9,8 МПа и температурой перегретого пара 540 °С:

1 — горелки; 2 — топочная камера, 3 — фестон; 4 — пароперегреватель; 5 — экономайзеры, 6 — воздухоподогреватели

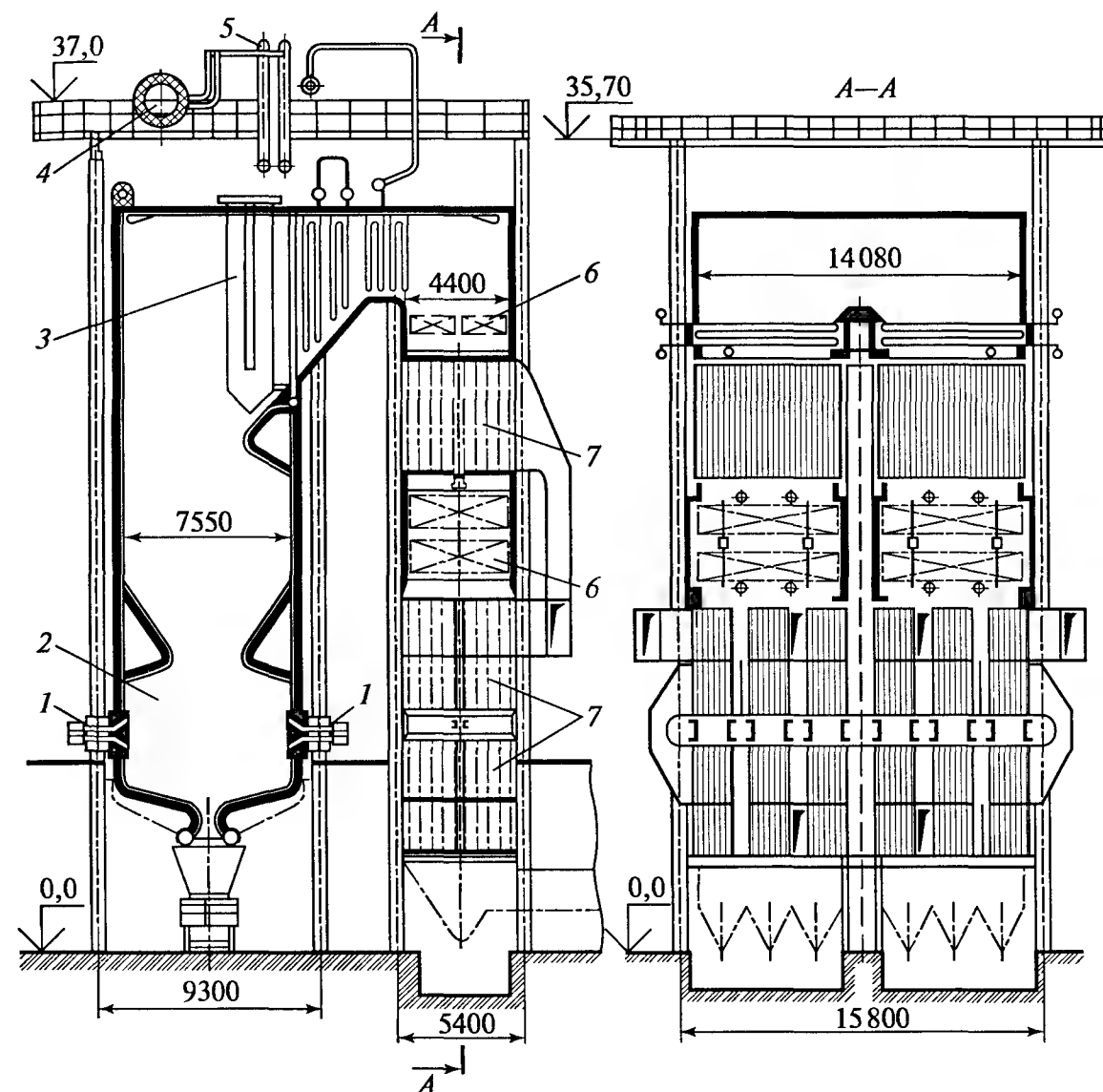


Рис. 6.5. Котельный агрегат паропроизводительностью 420 т/ч с давлением пара 13,7 МПа и температурой пара 570 °С:

1 — горелки; 2 — экранированная топка; 3 — пароперегреватель; 4 — барабан; 5 — циклон; 6 — экономайзеры; 7 — воздухоподогреватели

вективной части. В нисходящей части агрегата в рассечку, т.е. чередуясь, размещены водяной экономайзер второй ступени (по ходу воды) и трубчатый воздухоподогреватель второй ступени (по ходу воздуха), а за ними водяной экономайзер 6 и воздухоподогреватель 7 первой ступени.

Котельные агрегаты паропроизводительностью 950, 1600 и 2500 т/ч на давление пара 25 МН/м² предназначены для работы в блоке с турбинами мощностью 300, 500 и 800 МВт. Компоновка котельных агрегатов указанной паропроизводительности (рис. 6.6) П-образная с воздухоподогревателем, вынесенным за пределы основной части агрегата. Перегрев пара двойной: давление его после первичного пароперегревателя составляет 25 МН/м² и тем-

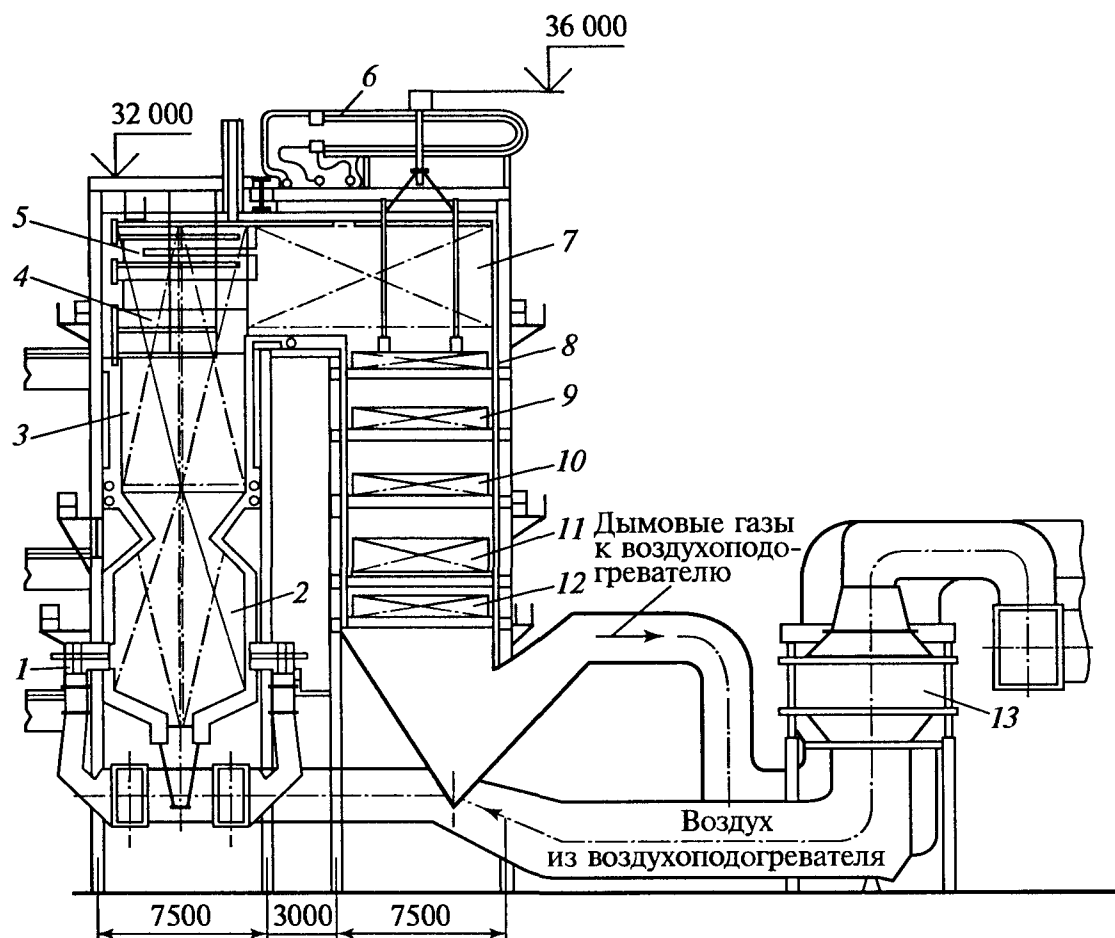


Рис. 6.6. Прямоточный котельный агрегат паропроизводительностью 950 т/ч с давлением пара 25 МПа и температурой пара 565...570 °С:

1 — горелки; 2 — камера горения; 3 — камера охлаждения; 4, 5, 7 — радиационные части; 6 — теплообменник; 8 — конвективная часть; 9, 10 — пароперегреватели первой и второй ступени; 11 — переходная зона; 12 — водяной экономайзер; 13 — воздухоподогреватель

пература 565 °С, после вторичного — 4 МН/м² и 570 °С соответственно. Агрегат состоит из двух рядом стоящих одинаковых корпусов. Топка каждого корпуса состоит из камеры горения 2 с жидким шлакоудалением и закрытыми экранами и камеры охлаждения 3 с открытыми экранами. Горелки 1 размещены на передней и задней стенах топки. По выходе из топки дымовые газы поступают в пароперегреватель, состоящий из двух радиационных частей 4 и 5 и конвективной части 8, между которыми размещена верхняя радиационная часть 7 агрегата. Далее газы поступают в промежуточные пароперегреватели первой ступени 9 и второй ступени 10 и далее в конвективные поверхности нагрева котла 11 и водяного экономайзера 12. Затем они проходят в регенеративный воздухоподогреватель 13, размещенный в стороне, дымосос и дымовую трубу.

Питательная вода поступает параллельными потоками в каждый корпус так, что имеется возможность отдельного регулирования подачи ее по корпусам. Вода проходит последовательно через конвективные водяные экономайзеры 12, размещенные в зоне малого температурного напора, экраны камеры горения 2 и конвективную поверхность котла (переходную зону) 11, где она превращается в пар. Полученный пар проходит через экраны камер охлаждения 3 и поступает в конвективную часть 8 первичного пароперегревателя, а из него в радиационные части 4 и 5 первичного пароперегревателя и далее в турбину.

Возвращающийся из турбины пар, подлежащий промежуточному перегреву, поступает во вторую ступень 10 промежуточного пароперегревателя, затем проходит в теплообменник 6, предназначенный для регулирования его температуры, и далее в первую ступень пароперегревателя 9 и обратно в турбину. Дополнительное регулирование температуры перегретого пара осуществляется впрыскивающими пароохладителями. Трубы конвективных поверхностей нагрева очищаются от загрязнений дробеочистным устройством. Все конвективные поверхности нагрева выполнены в виде пакетов из горизонтальных змеевиков. Наружный диаметр труб поверхностей нагрева равен 32 мм.

Котлы-утилизаторы. Они представляют особую группу котлов, предназначенных для использования теплоты дымовых газов, отходящих от различных промышленных печей.

Котлы-утилизаторы, как правило, вырабатывают пар. При высоких температурах газов (более 900 °С) эти котлы снабжаются радиационными (экранными) поверхностями нагрева и имеют такую же компоновку, как и обычный паровой котел (рис. 6.7), но без холодной воронки (вместо нее — вход газов). Может отсутствовать и воздухоподогреватель, если нет необходимости в горячем воздухе. Такая радиационная камера утилизатора выполняет роль первого радиационного охладителя газов.

Если отходящий из технологических установок газ не содержит горючих компонентов, то такой котел горелочных устройств не имеет. Эти котлы работают с естественной или принудительной циркуляцией и имеют практически все детали описанных ранее

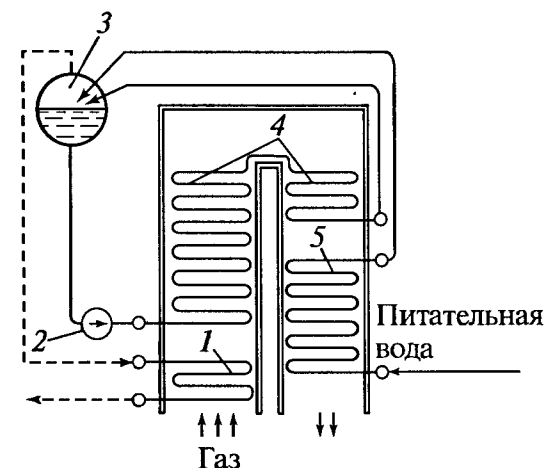


Рис. 6.7. Упрощенная схема котла-утилизатора серии КУ, устанавливаемого за печами заводов черной металлургии:

1 — пароперегреватель; 2 — насос; 3 — барабан; 4 — змеевик; 5 — экономайзер

котельных агрегатов. В них имеются экраны, барабаны, пароперегреватели, водяные экономайзеры и воздухоподогреватели.

При наличии в подводимых к котлу технологических газах горючих составляющих организуется их предварительное дожигание.

При температурах газов ниже 900 °С в котлах-утилизаторах обычно используются только конвективные поверхности нагрева. Эти агрегаты радиационной камеры не имеют, а целиком выполняются из змеевиков (см. рис. 6.7).

Особенно распространены котлы-утилизаторы в металлургической промышленности, где их устанавливают для использования теплоты дымовых газов, отходящих от сталеплавильных мартеновских печей, нагревательных колодцев, коксовых, медеплавильных и других печей. Кроме того, котлы-утилизаторы используют в химической промышленности, например, в печах производства серной кислоты и синтетического каучука, в промышленности строительных материалов — в цементных и стекловаренных печах и др. В зависимости от количества топлива, сжигаемого в печи, и температуры дымовых газов за печью, которая для различных печей может изменяться в пределах от 400...500 до 1000...1200 °С, паропроизводительность котлов-утилизаторов может колебаться в довольно широких пределах — от 2...3 до 30...40 т/ч. В соответствии с характером потребления давление пара может составлять от 0,2 до 3,92 МН/м² и пар может быть перегрет до 420...470 °С. Произведенный пар используется обычно для технологических и отопительных нужд производства.

Пар давлением 3,92 МН/м², перегретый до 450...470 °С, может быть использован для энергетических целей.

Котлы-утилизаторы выпускают с естественной и принудительной циркуляцией воды. Котлы с естественной циркуляцией в основном применяют в печах с температурой отходящих газов 800...1000 °С и выше, что связано с условиями обеспечения надежной циркуляции.

В настоящее время выпускается серия унифицированных котлов типа КУ, устанавливаемых за печами заводов черной металлургии. Все котлы этой серии, как и большинство других змеевиковых утилизаторов, работают с многократной циркуляцией воды через испарительные поверхности (см. рис. 6.7).

Вода, подогретая в водяном экономайзере 5, подается в барабан 3, откуда забирается циркуляционным насосом 2 и прокачивается через испарительные змеевики 4. Затем пароводяная смесь возвращается в барабан, где пар отделяется от воды. Вода вновь направляется в циркуляционный насос, а отсепарированный пар — в пароперегреватель 1, который установлен в зоне повышенной температуры газов.

Обычно испарительную поверхность разбивают на две или три параллельно включенные секции для уменьшения их гидравли-

ческого сопротивления (и напора циркуляционного насоса), причем одна из секций часто размещается первой по ходу газов, до пароперегревателя, для защиты его от слишком горячих входящих газов.

Паровые котлы производственных котельных. Промышленные котельные, снабжающие промпредприятия паром низкого давления (до 1,4 МПа) образуются паровыми котлами, изготавливаемыми отечественной промышленностью, производительностью до 50 т/ч. Котлы выпускаются для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива.

На рис. 6.8. показан котел низкого давления с пылеугольной топкой, а на рис. 6.9 — с газомазутной топкой.

На ряде промышленных предприятий при технологической необходимости применяют котлы среднего давления. На рис. 6.10 представлен общий вид однобарабанного вертикальноводотрубного котла БК-35 производительностью 35 т/ч, при избыточном давлении в барабане 4,3 МПа (давление пара на выходе из пароперегревателя 39 ат) и температуре перегрева 440 °С. Котел состоит из двух вертикальных газоходов — подъемного и опускного, соединенных в верхней части небольшим горизонтальным газоходом. Такая компоновка котла называется П-образной.

В котле сильно развитая экранная поверхность и сравнительно небольшой конвективный пучок. Экранные трубы $\varnothing 60 \times 3$ мм выполнены из стали марки 20. Трубы заднего экрана в верхней части разводятся, образуя фестон. Нижние концы экранных труб развальцованы в коллекторах, а верхние ввальцованы в барабан.

Коллекторы экранов имеют пружинные опоры, благодаря чему вся трубная система может беспрепятственно расширяться при нагревании.

Пароперегреватель 14 вертикального типа, выполненный из труб $\varnothing 38 \times 3$ мм, расположен в горизонтальном газоходе и состоит из двух частей. В рассечку между первой и второй частями пароперегревателя включен поверхностный пароохладитель 13 (регулятор температуры перегрева пара).

В опускном газоходе котла размещены хвостовые поверхности нагрева — змеевиковый водяной экономайзер 15 и трубчатый воздухоподогреватель 17.

Компоновка хвостовых поверхностей нагрева зависит от сорта топлива и способа его сжигания. На рис. 6.10 первым по ходу газов размещен водяной экономайзер, а за ним воздухоподогреватель. Такое расположение хвостовых поверхностей называется одноярусным. Оно применяется для высокосортных топлив. Змеевиковый экономайзер выполнен из стальных труб $\varnothing 32 \times 3$ мм марки 20. Расположение труб змеевиков экономайзера шахматное.

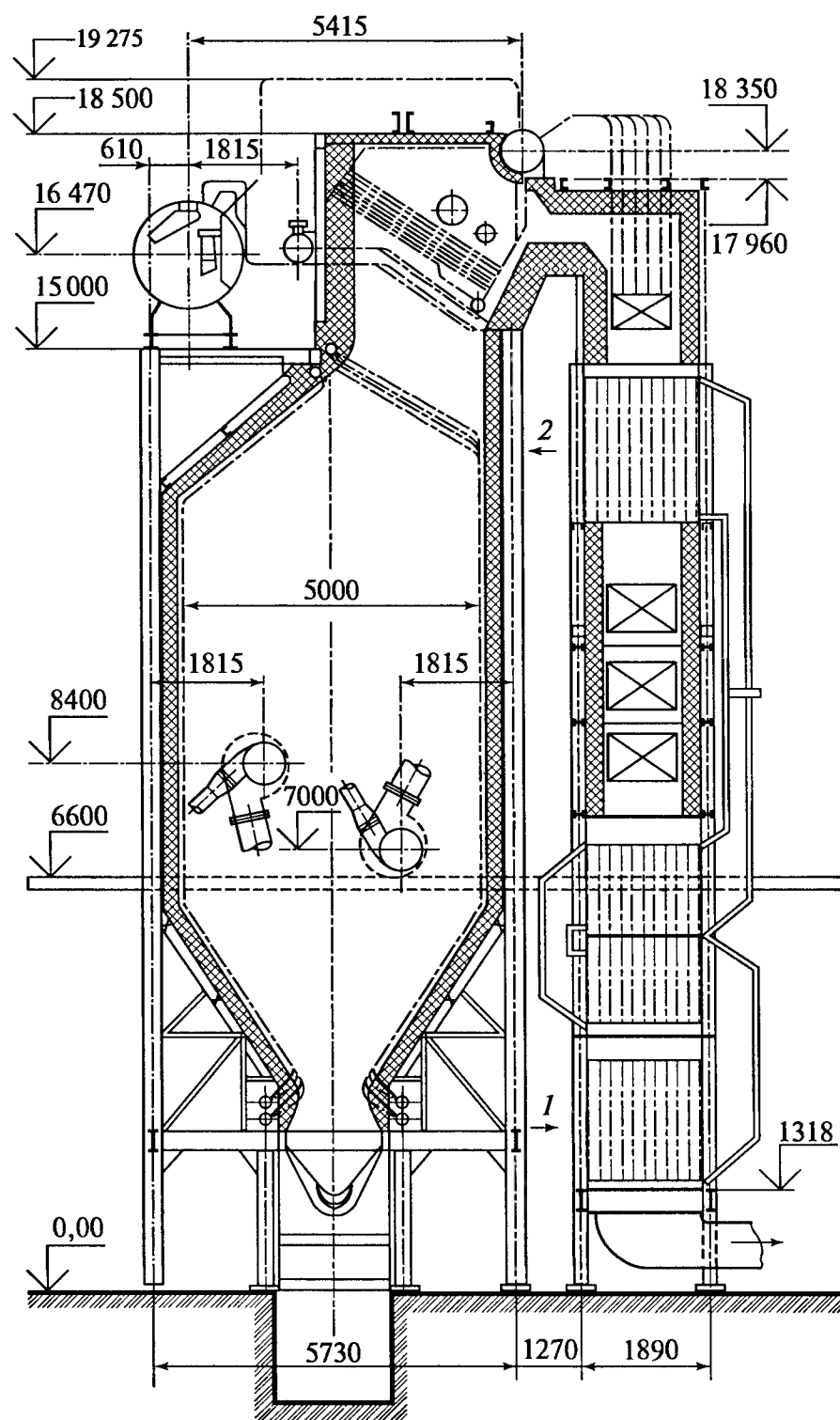


Рис. 6.8. Котел низкого давления производительностью 50 т/ч типа К-50-14 с пылеугольной топкой:

1 — воздух от вентилятора; 2 — воздух к горелкам

Воздухоподогреватель трубчатого типа изготовлен из тонкостенных стальных труб $\varnothing 40 \times 1,5$ мм марки Ст3. Трубы воздухоподогревателя омываются газами в продольном направлении (газы проходят внутри труб) и воздухом в поперечном направлении.

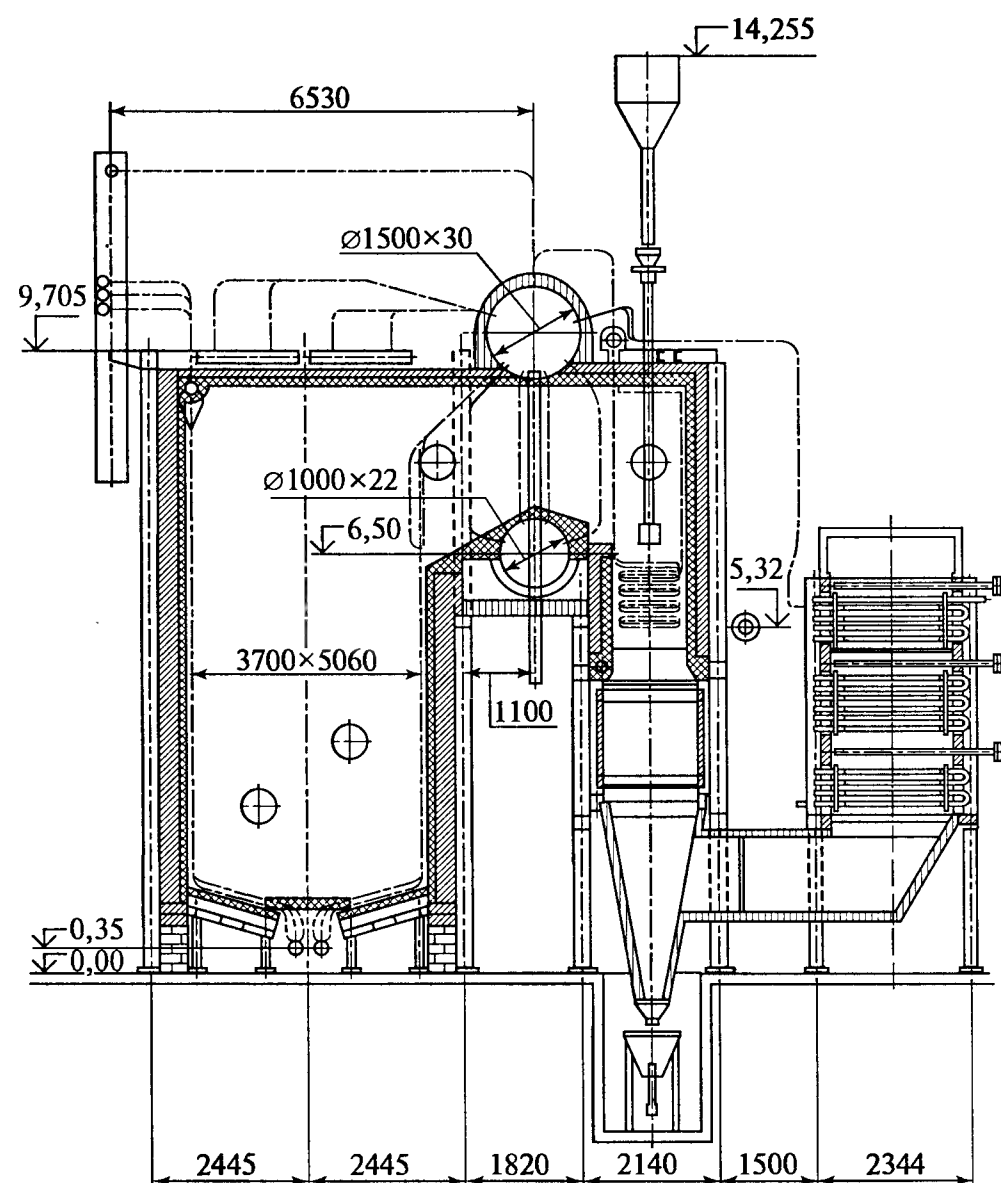


Рис. 6.9. Котел низкого давления производительностью 50 т/ч типа ГМ-50-14 с газомазутной топкой

В хвостовых поверхностях газы движутся навстречу воде и воздуху (по принципу противотока), что обеспечивает хорошую передачу теплоты газов нагреваемой среде.

В котле предусмотрено двухступенчатое испарение. В чистый отсек включены фронтый и задний экраны, а боковые экраны присоединены к так называемым соленым отсекам.

Таким образом образуются три самостоятельных циркуляционных контура: один питается из чистого отсека с малым солесодержанием котловой воды, а два боковых — из соленых отсеков с большим солесодержанием котловой воды.

Подводимая в котел питательная вода поступает в среднюю часть барабана, т.е. в чистый отсек.

Основным типом паровых котлов малой производительности, широко распространенных в различных отраслях промышленности, на транспорте, в коммунальном и сельском хозяйстве (пар

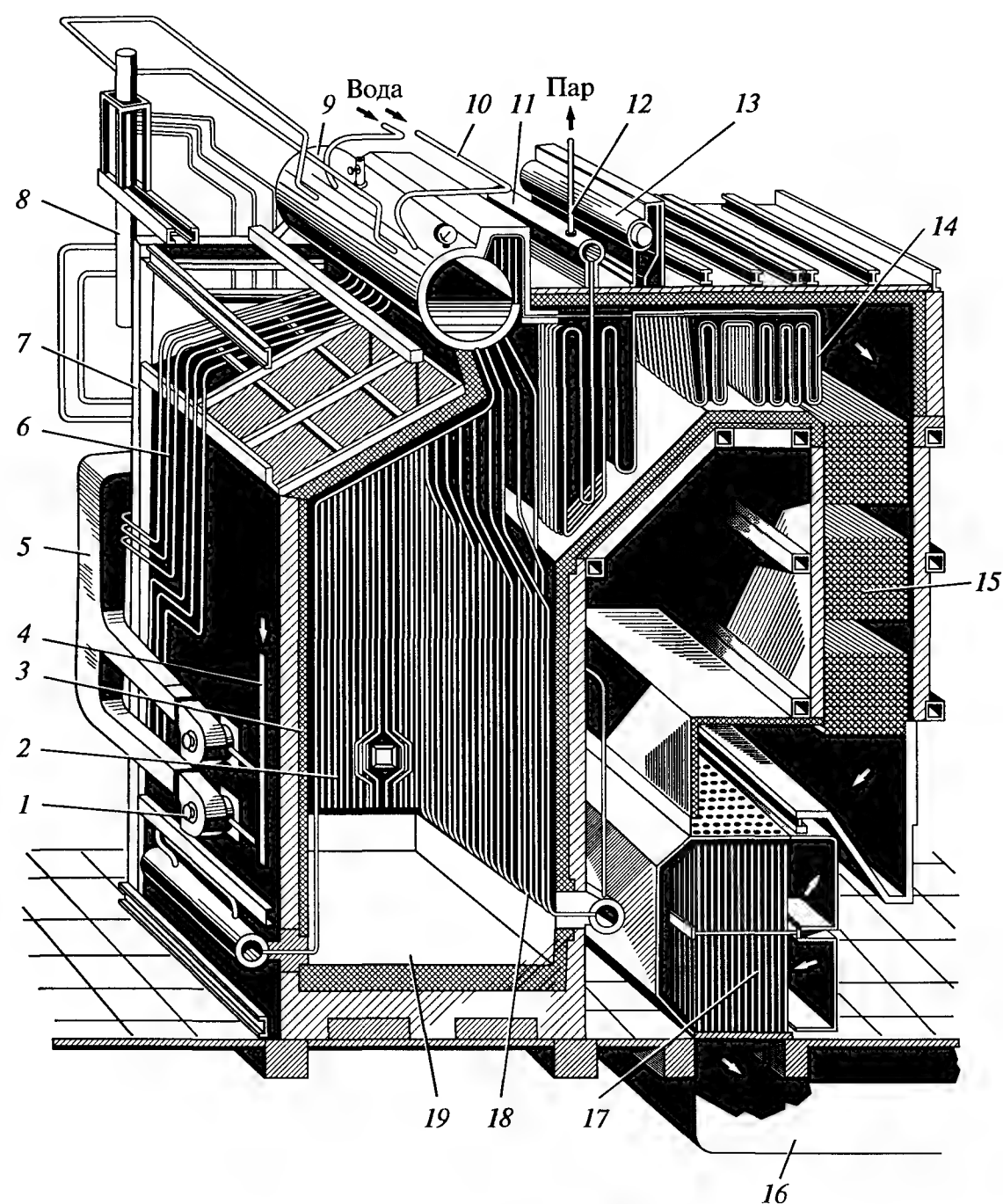


Рис. 6.10. Паровой однобарабанный котел БГ-35 с газомазутной топкой:

1 — газомазутная горелка; 2 — боковой экран; 3 — фронтальный экран; 4 — подвод газа; 5 — воздухопровод; 6 — опускные трубы; 7 — каркас; 8 — выносной циклон; 9 — барабан котла; 10 — подвод воды; 11 — коллектор пароперегревателя; 12 — выход пара; 13 — поверхностный охладитель пара; 14 — пароперегреватель; 15 — змеевиковый водяной экономайзер; 16 — выход дымовых газов; 17 — трубчатый воздухоподогреватель; 18 — задний экран; 19 — топочная камера

используется для технологических и отопительно-вентиляционных нужд), а также на электростанциях малой мощности, являются вертикально-водотрубные котлы ДКВР (двухбарабанный вертикальный котел, реконструированный). Характеристики котлов ДКВР приведены в табл. 6.2.

В котле ДКВР-20 стены топки закрывают экранные трубы 2 (рис. 6.11). На наклонной части заднего экрана установлена шамотная перегородка 8, разделяющая топочную камеру на собственно топку и камеру догорания 9. Из камеры догорания топочные газы поступают в расположенный между верхним 11 и нижним 13 барабанами конвективный пучок, разделенный перегородками на три горизонтальных газохода, в которых трубы омываются поперечным потоком газов.

В начале этого пучка располагаются трубы пароперегревателя 10 (пароперегреватель в котлах ДКВР может отсутствовать), а затем — трубы котельного пучка 12. В коллекторы 4 и 7 поступает пароводяная смесь, отделившаяся от смеси вода по циркуляционным трубам 3 опускается в нижние коллекторы, а пар с обильным количеством капелек воды по пароотводящим трубам поступает в два выносных вертикальных циклона 5. Отделившаяся в циклонах вода по водоотводящим трубам 1 поступает в нижние коллекторы экранов. Пар из выносных циклонов по трубам 6 направляется в сепарационное устройство внутри барабана, а оттуда в пароперегреватель котла или сразу к теплопотребителю (если пароперегреватель в котле отсутствует). Питательная вода поступает в котел через клапан 14. Монтируется котел на опорной раме.

Котлы изготавливаются паропроизводительностью от 0,7 до 5,5 кг/с (от 2,5 до 20 т/ч) на давление пара 1,3 и 2,3 МПа (13 и 23 кгс/см²). В них сжигается газообразное, жидкое или твердое топливо. В соответствии с этим котлы имеют различные типы топок. КПД их может изменяться в пределах от 75 до 91 % в зависимости от температуры уходящих газов, поскольку котлы ДКВР могут быть смонтированы либо с экономайзерами, либо без них. Экономайзеры нагревают питательную воду до 138...165 °С за счет охлаждения уходящих газов до 140...180 °С.

Котлы ДКВР могут быть использованы в качестве водогрейных. Для этого над котлом устанавливается пароводяной подогреватель, который включается в схему циркуляции котла. При этом пар, нагревая сетевую воду, конденсируется, а конденсат самотеком из подогревателя поступает в нижний барабан котла.

Кроме котлов ДКВР в настоящее время получили также широкое распространение котлы малой мощности типа ДЕ производительностью от 1 до 25 т/ч; КЕ производительностью от 2,5 до 25 т/ч, давлением 1,4 МПа (14 кгс/см²).

Водогрейные котлы. Для централизованного теплоснабжения крупных промышленных предприятий, городов и отдельных рай-

Таблица 6.2

Основные характеристики котлов ДКВР производства «Уралкотломаш» (на жидком и газообразном топливе)

Марка	Паропроизводительность, т/ч	Давление пара, МПа (кгс/см²)	Температура, °С	КПД, % (газ/мазут)	Размеры, мм			Масса, кг
					Длина	Ширина	Высота	
ДКВР-2,5-13	2,5	1,3 (13)	194	90,0/88,8	4120	3200	4343	7068
ДКВР-4-13	4,0	1,3 (13)	194	90,0/88,8	5410	3430	4345	7800
ДКВР-6,5-13	6,5	1,3 (13)	194	91,0/89,5	6520	3830	4345	12 200
ДКВР-10-13	10,0	1,3 (13)	194	91,0/89,5	6860	3830	6315	16 000
ДКВР-10-13	10,0	1,3 (13)	225	90/88	6860	3830	6315	17 000
ДКВР-10-23	10,0	2,3 (23)	220	91/89	6860	3830	6315	17 000
ДКВР-10-23	10,0	2,3 (23)	370	90/89	6860	3830	6315	18 300
ДКВР-10-39	10,0	3,9 (39)	247	89	7050	3450	6660	30 500
ДКВР-10-39	10,0	3,9 (39)	470	89	7050	3450	6660	32 700
ДКВР-20-13	20,0	1,3 (13)	194	92/90	9775	3215	7660	43 700
ДКВР-20-13	20,0	1,3 (13)	250	91/89	9775	3215	7660	44 400
ДКВР-20-23	20,0	2,3 (23)	370	91/89	9775	3215	7660	44 400

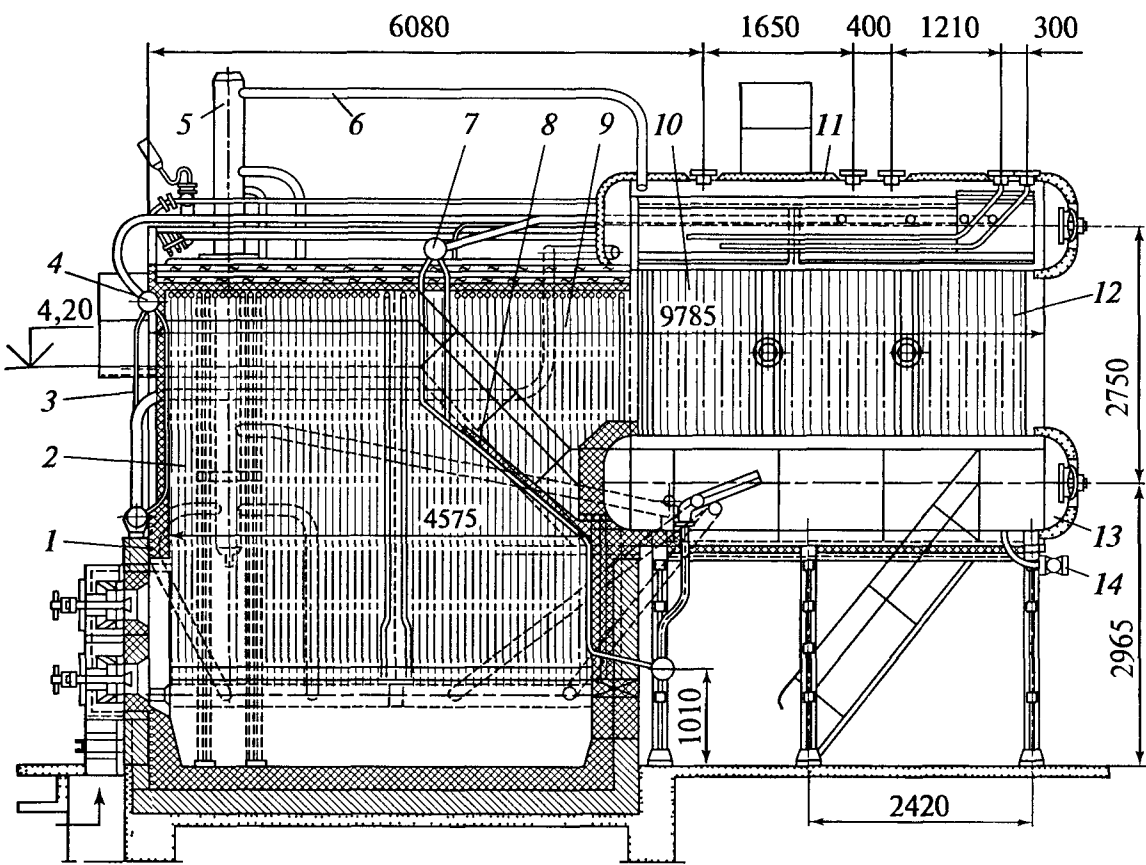


Рис. 6.11. Котел ДКВР-20 с топкой для сжигания газа и мазута в облегченной обмуровке:

1 — водоотводящие трубы; 2 — экранные трубы; 3 — циркуляционные трубы; 4, 7 — коллекторы; 5 — циклон; 6 — труба; 8 — перегородки; 9 — камера догорания; 10 — пароперегреватель; 11 — верхний барабан; 12 — пучок; 13 — нижний барабан; 14 — клапан

онов в настоящее время применяются стальные водогрейные котлы большой мощности.

Водогрейные котлы предназначены для получения горячей воды заданных параметров главным образом для отопления. Они работают по прямоточной схеме с постоянным расходом воды. Конечная температура нагрева определяется условиями поддержания стабильной температуры в жилых и рабочих помещениях, обогреваемых отопительными приборами, через которые и циркулирует вода, нагретая в водогрейном котле. Поэтому при постоянной поверхности отопительных приборов температуру воды, подаваемой в них, повышают при снижении температуры окружающей среды. Обычно воду тепловой сети в котлах подогревают от 70... 104 до 150... 170 °С. В последнее время имеется тенденция к повышению температуры подогрева воды до 180... 200 °С.

Во избежание конденсации водяных паров из уходящих газов и связанной с этим наружной коррозии поверхностей нагрева температура воды на входе в агрегат должна быть выше точки росы

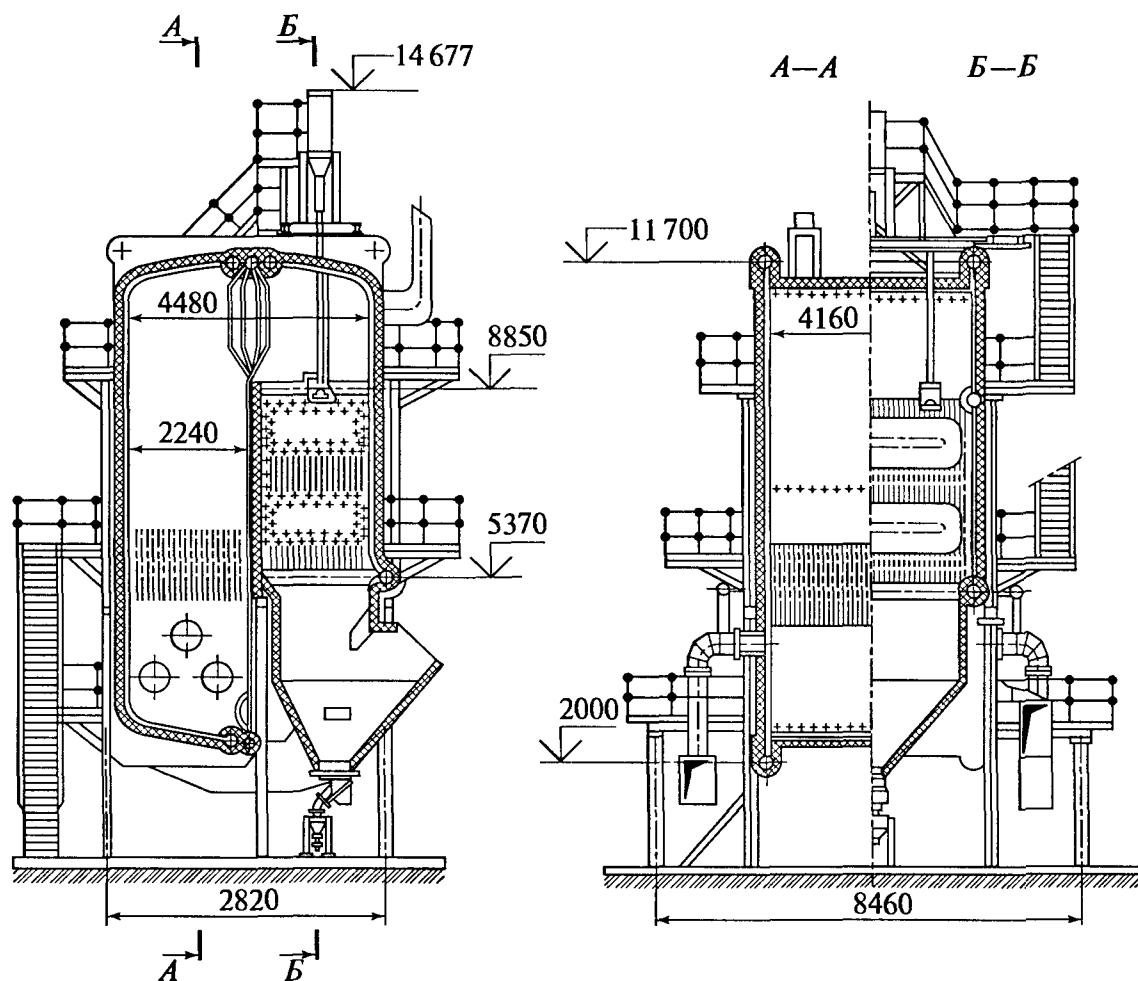


Рис. 6.12. Газомазутный водогрейный котел типа ПТВМ-30М-4

для продуктов сгорания. В этом случае температура стенок труб в месте ввода воды также будет не ниже точки росы. Поэтому температура воды на входе не должна быть ниже 60°C при работе на природном газе, 70°C при работе на малосернистом мазуте и 110°C при использовании высокосернистого мазута. Поскольку в теплосети вода может охлаждаться до температуры ниже 60°C , перед входом в агрегат к ней подмешивается некоторое количество уже нагретой в котле (прямой) воды.

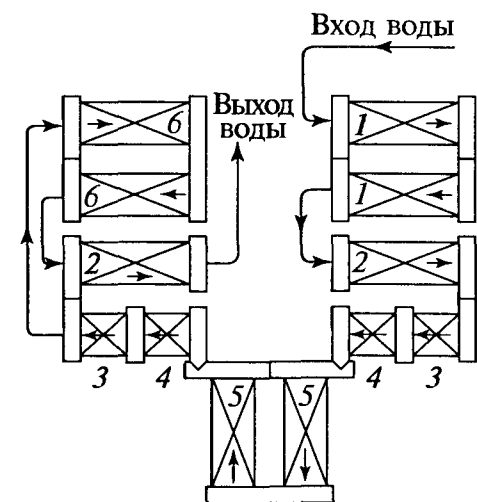
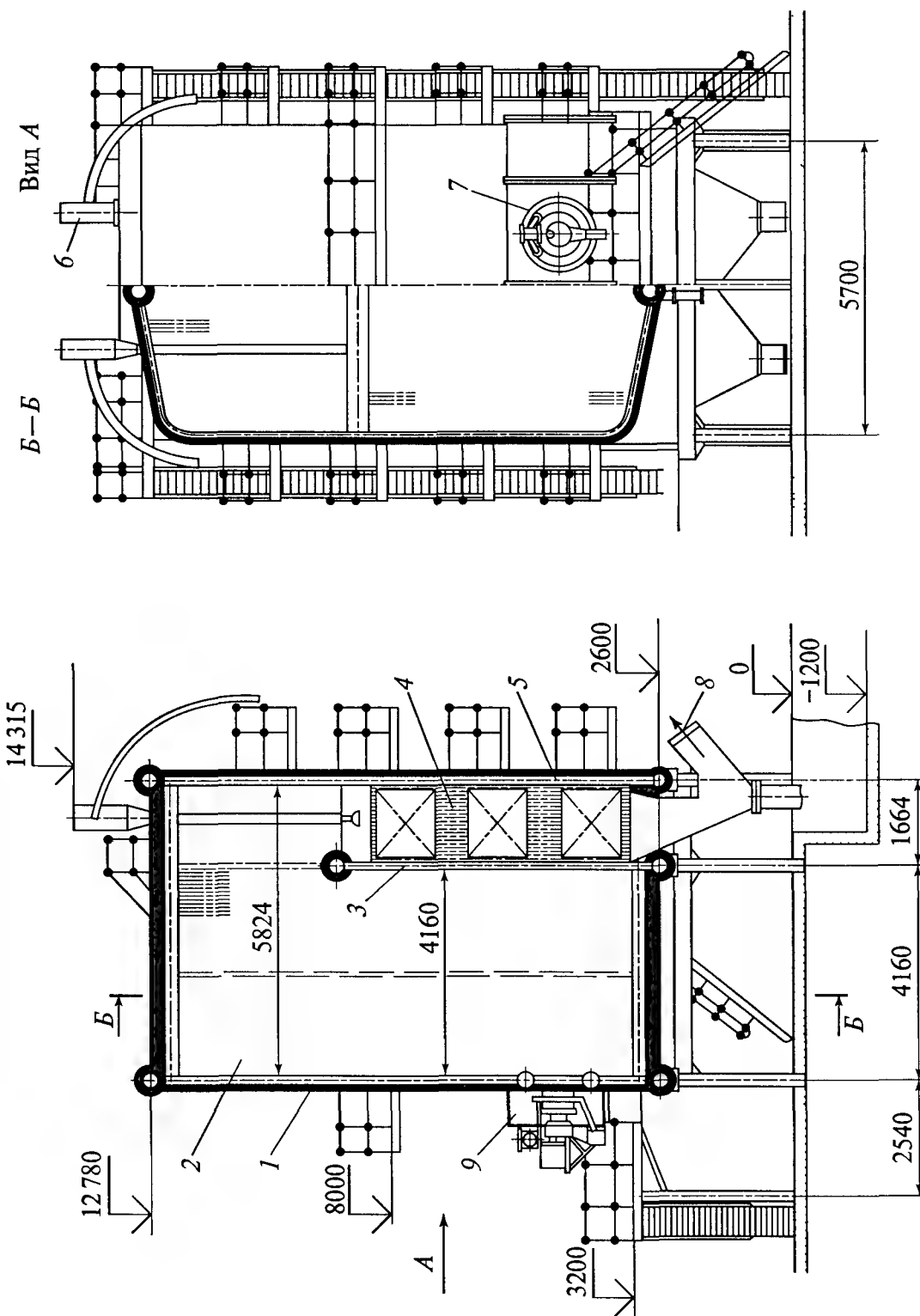


Рис. 6.13. Циркуляционная схема котла типа ПТВМ-30М-4:

1 — фронтальный экран топки; 2 — боковые экраны топки; 3 — боковые экраны конвективной шахты; 4 — конвективные поверхности; 5 — задний экран конвективной части; 6 — задний экран топки

Рис. 6.14. Водогрейный мазутный котел типа КВ-ГМ-50:

1 — передний экран; 2 — боковой экран; 3 — промежуточный экран; 4 — конвективные пакеты; 5 — задний экран; 6 — дробеочистительная установка; 7 — газомазутная горелка; 8 — выход топочных газов; 9 — вход вторичного воздуха в горелку



На рис. 6.12 изображен общий вид газомазутного водогрейного котла типа ПТВМ-30М-4 теплопроизводительностью при работе на мазуте 41 МВт (35 Гкал/ч), хорошо зарекомендовавшего себя в эксплуатации. Котел имеет П-образную компоновку и оборудован шестью газомазутными горелками (по три на каждой боковой стене) с мазутными форсунками механического распыливания. Топочная камера котла полностью экранирована трубами диаметром 60 мм. Конвективная поверхность нагрева выполнена из горизонтальных U-образных труб диаметром 28 мм. Стены конвективной шахты также экранированы. Облегченная обмуровка котла крепится непосредственно на трубы, опирающиеся в свою очередь на каркасную раму. Котлы этого типа, предназначенные для работы на мазуте, оборудуются дробеочистительной установкой.

Воздух на все горелки подается от одного вентилятора с двигателем мощностью 40 кВт. Тяга осуществляется также одним дымососом с электродвигателем мощностью 95 кВт.

Циркуляционная схема котла приведена на рис. 6.13. Вода подводится к фронтальному крану топочной камеры, а выводится из бокового экрана топки.

На рис. 6.14 показан общий вид водогрейного газомазутного котла типа КВ-ГМ-50 теплопроизводительностью 58 МВт (50 Гкал/ч), расчетным расходом воды в основном режиме 618 т/ч, в пиковом режиме 1230 т/ч и температурой уходящих газов в основном режиме 140 ... 180 °С; КПД котла в основном режиме составляет 91,1 ... 92,6%.

6.4. Основные элементы котельного агрегата

Ранее отмечалось, что основными элементами котла являются: испарительные поверхности нагрева (экранные трубы и котельный пучок), пароперегреватель с регулятором перегрева пара, водяной экономайзер, воздухоподогреватель и тягодутьевые устройства.

Испарительные поверхности котла. Парогенерирующие (испарительные) поверхности нагрева отличаются друг от друга в котлах различных систем, но, как правило, располагаются в основном в топочной камере и воспринимают теплоту излучением — радиацией. Это — экранные трубы, а также устанавливаемый на выходе из топки небольших котлов конвективный (котельный) пучок (рис. 6.15).

Экраны котлов с естественной циркуляцией, работающих под разрежением в топке, выполняются из гладких труб (гладкотрубные экраны) с внутренним диаметром 40...60 мм. Экраны представляют собой ряд параллельно включенных вертикальных подъемных труб, соединенных между собой коллекторами (см. рис. 6.15). Зазор между трубами обычно составляет 4...6 мм. Некоторые экран-

ные трубы введены непосредственно в барабан и не имеют верхних коллекторов. Каждая панель экранов вместе с опускными трубами, вынесенными за пределы обмуровки топки, образует независимый контур циркуляции.

Трубы заднего экрана в месте выхода продуктов сгорания из топки разводятся в три ряда. Такая разводка труб называется фестонированием; она позволяет увеличить сечение для прохода газов, снизить их скорость и предотвратить забивание зазоров между трубами затвердевшими при охлаждении расплавленными частицами золы, выносимыми газами из топки.

В парогенераторах большой мощности кроме настенных устанавливаются дополнительные экраны, делящие топку на отдельные отсеки (рис. 6.16). Эти экраны освещаются факелами с двух сторон и называются двусветными. Они воспринимают вдвое больше теплоты, чем настенные. Двусветные экраны, увеличивая общее тепловосприятие в топке, позволяют уменьшить ее размеры.

Пароперегреватели. Пароперегреватель предназначен для повышения температуры пара, поступающего из испарительной системы котла. Он является одним из наиболее ответственных элементов котельного агрегата. С повышением параметров пара тепловосприятие пароперегревателей возрастает до 60 % всего тепловосприятия котлоагрегата. Стремление получить высокий перегрев пара вынуждает располагать часть пароперегревателя в зоне высоких температур продуктов сгорания, что, естественно, снижает прочность металла труб. В зависимости от определяющего способа передачи теплоты от газов пароперегреватели или отдельные их ступени разделяются на радиационные, полурadiационные и конвективные (рис. 6.17).

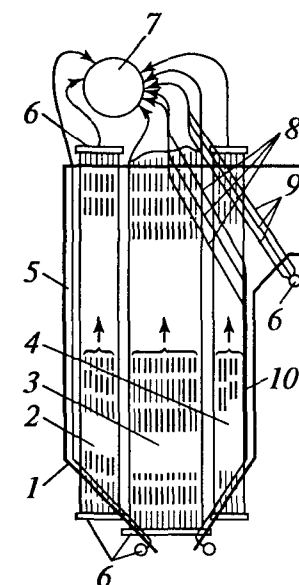


Рис. 6.15. Расположение испарительных поверхностей барабанного котельного агрегата:

1 — контур обмуровки топки; 2, 3, 4 — панели бокового экрана; 5 — фронтальный экран; 6 — коллекторы экранов и конвективного пучка; 7 — барабан; 8 — фестон; 9 — конвективный пучок; 10 — задний экран

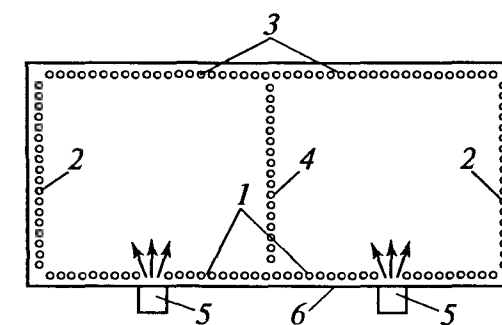


Рис. 6.16. Размещение экранов в поперечном сечении топки:

1 — фронтальный экран; 2 — боковые экраны; 3 — задний экран; 4 — двусветный экран; 5 — горелки; 6 — контур обмуровки топки

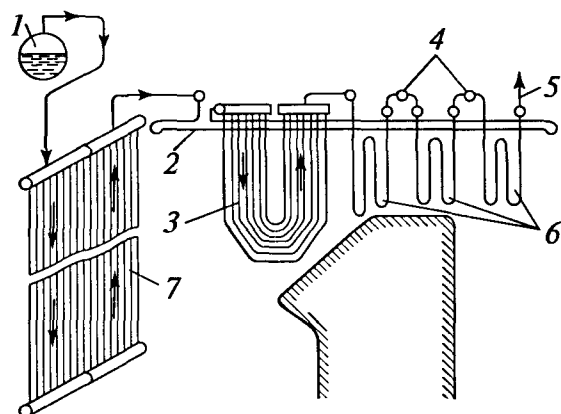


Рис. 6.17. Радиационный конвективный пароперегреватель:

1 — барабан; 2 — потолочный радиационный перегреватель; 3 — ширмовый полурадационный перегреватель; 4 — регулятор перегрева; 5 — отвод перегретого пара; 6 — конвективный перегреватель; 7 — настенный радиационный перегреватель

Радиационные пароперегреватели выполняются обычно из труб диаметром 22...54 мм. При высоких параметрах пара их размещают в топочной камере и большую часть теплоты они получают излучением от факела.

Конвективные пароперегреватели располагаются в горизонтальном газоходе или в начале конвективной шахты в виде плотных пакетов, образованных змеевиками с шагом по ширине газохода, равным 2,5...3 диаметрам трубы.

Конвективные пароперегреватели в зависимости от направления движения пара в змеевиках и потока дымовых газов

могут быть противоточными, прямоточными и со смешанным направлением потоков (рис. 6.18).

Температура перегретого пара должна всегда поддерживаться постоянной, независимо от режима работы и нагрузки котлоагрегата, поскольку при ее понижении повышается влажность пара в последних ступенях турбины, а при повышении температуры сверх расчетной появляется опасность чрезмерных термических деформаций и снижения прочности отдельных элементов турби-

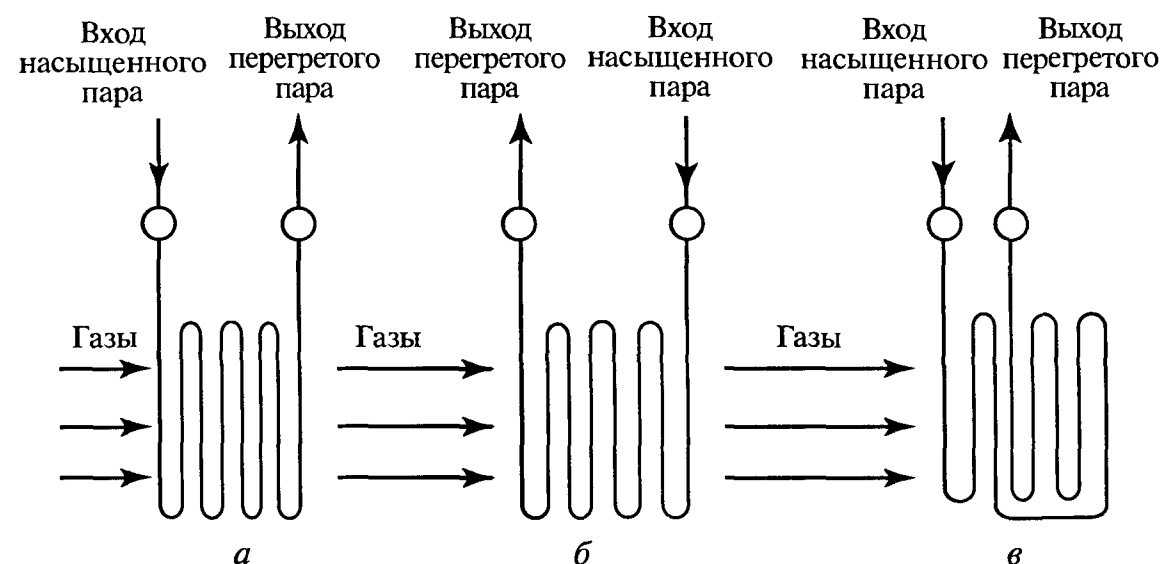


Рис. 6.18. Взаимное движение пара и газов в пароперегревателе:

а — прямоточное; б — противоточное; в — смешанное

ны. Поддерживают температуру пара на постоянном уровне с помощью регулирующих устройств — пароохладителей. Наиболее широко распространены пароохладители впрыскивающего типа, в которых регулирование производится путем впрыскивания обессоленной воды (конденсата) в поток пара. Вода при испарении отнимает часть теплоты у пара и снижает его температуру (рис. 6.19, а).

Обычно впрыскивающий пароохладитель устанавливают между отдельными частями пароперегревателя. Вода впрыскивается через ряд отверстий по окружности сопла и разбрызгивается внутри рубашки, состоящей из диффузора и цилиндрической части, которая защищает корпус, имеющий высокую температуру, от попадания на него брызг воды во избежание образования трещин в металле корпуса из-за резкого изменения температуры.

В котлах средней паропроизводительности применяются поверхностные пароохладители (рис. 6.19, б), которые обычно размеща-

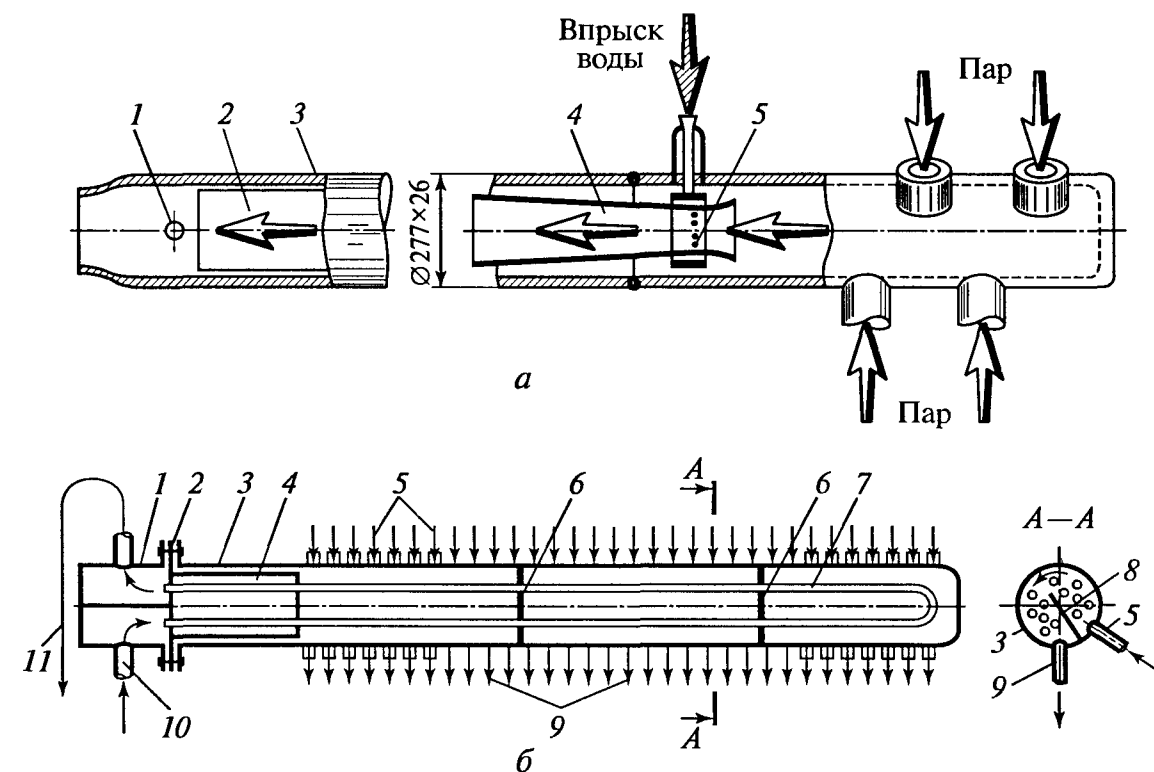


Рис. 6.19. Пароохладители:

а — впрыскивающий: 1 — лючок для измерительных приборов; 2 — цилиндрическая часть рубашки; 3 — корпус пароохладителя; 4 — диффузор; 5 — отверстия для распыления воды в паре; б — поверхностный с охлаждением пара питательной водой: 1 — головка пароохладителя; 2 — трубная доска; 3 — коллектор; 4 — рубашка, препятствующая омыванию паром трубной доски; 5, 9 — трубы, подводящие и отводящие пар из пароохладителя; 6 — дистанционирующие перегородки; 7 — водяной змеевик; 8 — продольная перегородка, улучшающая омывание паром змеевиков; 10, 11 — трубы, подводящие и отводящие питательную воду

ют при входе пара в пароперегреватель или между его отдельными частями.

К коллектору пар подводится и отводится через змеевики. Внутри коллектора расположены змеевики, по которым течет питательная вода. Температура пара регулируется количеством воды, поступающей в пароохладитель.

Водяные экономайзеры. Они расположены в конвективном газоходе и работают при относительно невысоких температурах продуктов сгорания (дымовых газов). Водяные экономайзеры предназначены для подогрева питательной воды перед ее поступлением в испарительную часть котлоагрегата за счет использования теплоты уходящих газов. Наиболее часто экономайзеры выполняются из стальных труб диаметром 28...38 мм, согнутых в вертикальные змеевики и скомпонованных в пакеты. Трубы в пакетах располагаются в шахматном порядке довольно плотно: расстояние между осями соседних труб поперек потока дымовых газов составляет 2...2,5 диаметра трубы, вдоль потока — 1...1,5. Крепление труб змеевиков и их дистанционирование осуществляются опорными стойками, закрепленными в большинстве случаев на полых (для воздушного охлаждения), изолированных со стороны горячих газов балках каркаса (рис. 6.20).

В зависимости от степени подогрева воды экономайзеры подразделяются на кипящие и некипящие. В кипящем экономайзере до 20 % воды может превращаться в пар.

Общее число параллельно работающих труб выбирается исходя из скорости воды не ниже 0,5 м/с для некипящих и 1 м/с для кипящих экономайзеров. Указанная скорость обусловлена необходимостью смыывания со стенок труб пузырьков воздуха, способствующих коррозии, и предотвращения расслоения пароводяной смеси, что может привести к перегреву слабо охлаждаемой паром верхней стенки трубы и ее разрыву. Движение воды в экономайзере обязательно должно быть восходящим. Число труб в пакете в горизонтальной плоскости выбирается исходя из скорости продуктов сгорания 6...9 м/с. Скорость определяется стремлением, с одной стороны, предохранить змеевики от заноса золой, а с другой — не допустить чрезмерного золового износа. Коэффициенты теплопередачи при этих условиях составляют обычно несколько десятков [Вт/(м²·К)]. Для удобства ремонта и очистки труб от наружных загрязнений экономайзер разделяют на пакеты высотой 1...1,5 м с зазорами между ними до 800 мм.

Наружные загрязнения с поверхности змеевиков удаляют путем периодического включения в работу системы дробеочистки, когда металлическая дробь пропускается (падает) сверху вниз через конвективные поверхности нагрева, сбивая налипшие на трубы отложения. Налипание золы может быть следствием выпадения росы из дымовых газов на относительно холодной поверхно-

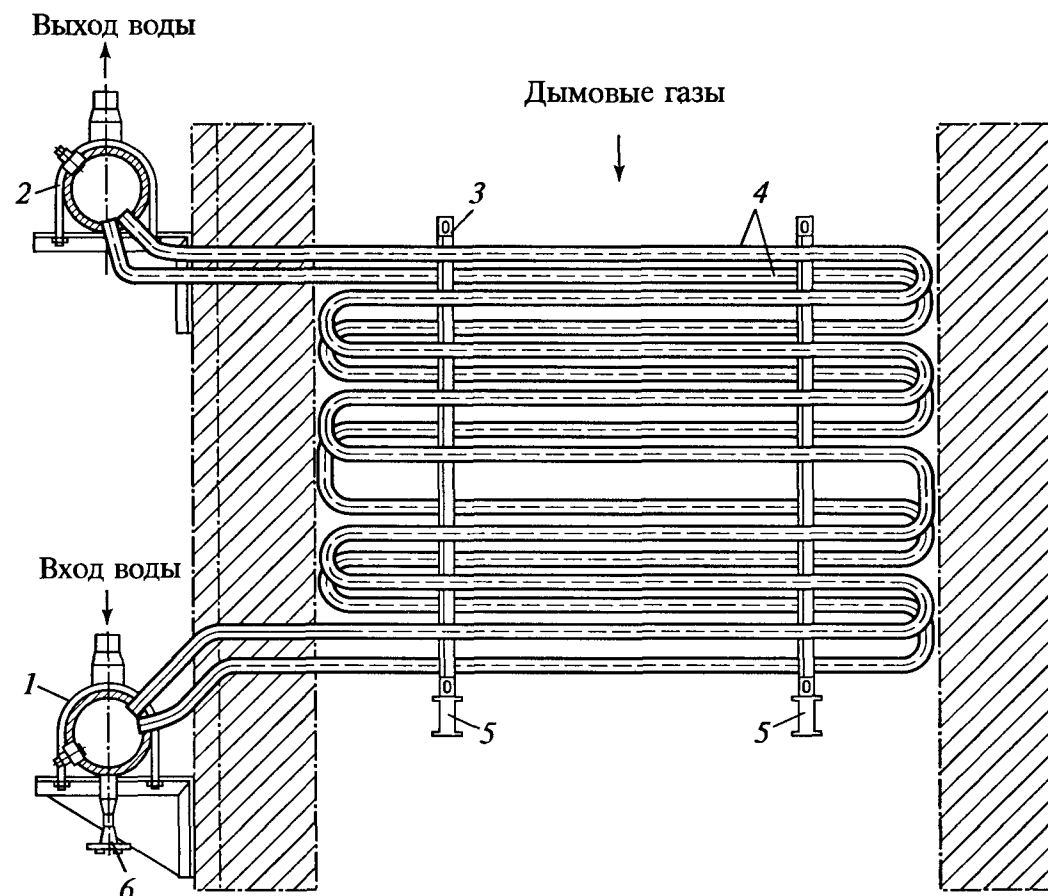


Рис. 6.20. Стальной змеевиковый экономайзер:

1 — нижний коллектор; 2 — верхний коллектор; 3 — опорная стойка; 4 — змеевики; 5 — опорные балки (охлаждаемые); 6 — спуск воды

сти труб. Это является одной из причин предварительного подогрева питательной воды, подаваемой в экономайзер, до температуры, превышающей точку росы паров воды или паров серной кислоты в топочных газах.

Верхние ряды труб экономайзера при работе котла на твердом топливе даже при относительно невысоких скоростях газов подвержены заметному износу золой. Для предотвращения золового износа на эти трубы крепят различного рода защитные накладки.

В котлах малой мощности и низкого давления широкое распространение получили чугунные ребристые водяные экономайзеры. Чугунные экономайзеры бывают только некипящие. Они устанавливаются на котлах с рабочим избыточным давлением до 2 МПа. Чугунные экономайзеры, изготовленные из высококачественного чугуна, могут применяться на давление до 6 МПа.

На рис. 6.21 показан общий вид чугунного ребристого экономайзера системы ВТИ. Он набирается из отдельных стандартных ребристых труб длиной 2 м с внутренним диаметром 50 мм и толщиной стенки 13 мм, форма ребер — квадратная 140 × 140 мм. Реб-

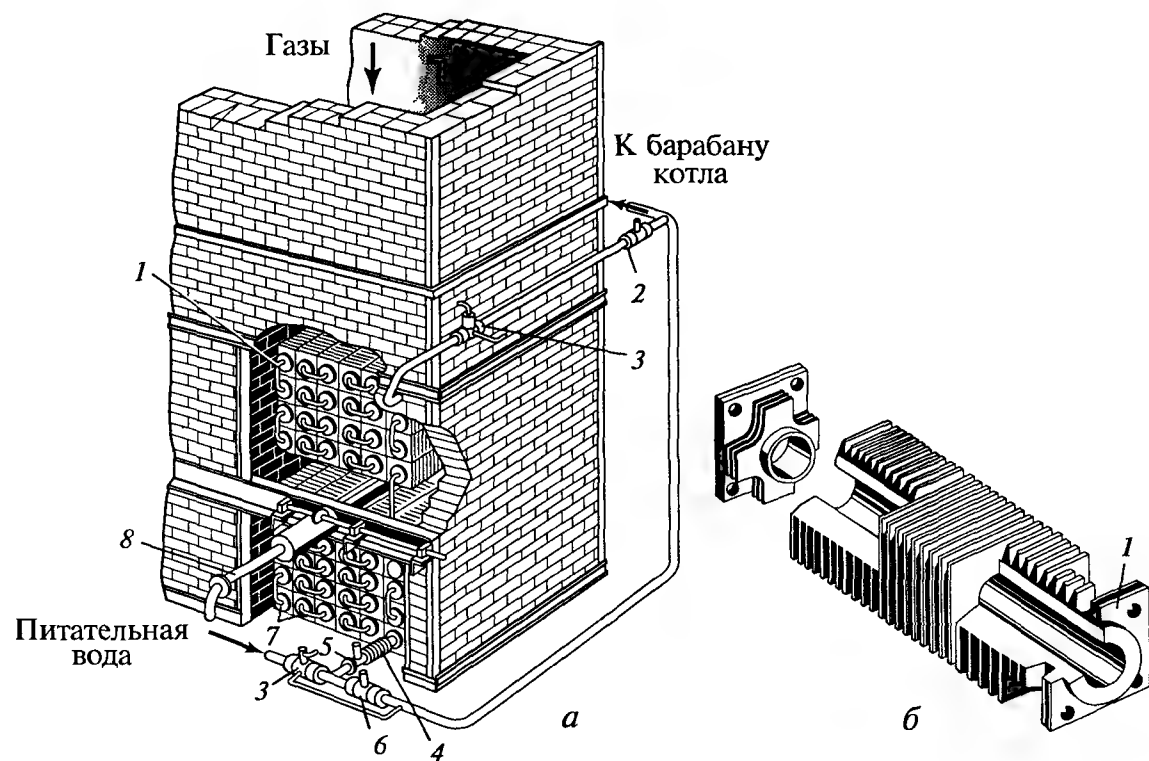


Рис. 6.21. Чугунный экономайзер:

a — компоновка в газоходе котла; *б* — отдельный элемент; 1 — ребристые трубы; 2...6 — задвижки и краны; 7 — соединительные калачи; 8 — водоохлаждаемая труба-балка

ра на трубах служат для увеличения поверхности нагрева и лучшей передачи теплоты горячих газов воде. На конце каждой ребристой трубы имеется фланец прямоугольной формы размером 150×150 мм. Поверхность нагрева одной трубой составляет $2,95 \text{ м}^2$.

Ребристые трубы соединяются между собой калачами, расположенными горизонтально и вертикально, чем обеспечивается проход воды последовательно через все трубы горизонтальных рядов экономайзера. Для уплотнения соединений калачей с ребристыми трубами применяются паронитовые прокладки. Обдувка экономайзеров для очистки налипшей золы и сажистых загрязнений производится сжатым воздухом или перегретым паром давлением не менее $0,8 \text{ МПа}$.

Воздухоподогреватели. Они устанавливаются для подогрева воздуха, направляемого затем в топку в целях повышения эффективности горения топлив и в углеразмольные устройства, за счет использования теплоты уходящих газов.

Оптимальная величина подогрева воздуха в воздухоподогревателе зависит от рода сжигаемого топлива, его влажности, типа топочного устройства и колеблется от 200°C для каменных углей, сжигаемых на цепной решетке (во избежание перегрева колосников), и 250°C для торфа, сжигаемого на тех же решетках, до

$350 \dots 450^\circ\text{C}$ при сжигании жидкого и пылевидного топлива в камерных топках.

Для получения высокой температуры подогрева воздуха применяется двухступенчатый подогрев. Для этого воздухоподогреватель делится на две части, между которыми «в рассечку» устанавливается часть водяного экономайзера.

Температура воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, должна быть не менее чем на $10 \dots 15^\circ\text{C}$ выше точки росы дымовых газов во избежание коррозии холодного конца воздухоподогревателя в результате конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах (при их соприкосновении с относительно холодными стенками воздухоподогревателя), а также забивания при этом проходных каналов для газов налипающей на влажные стенки золой. Эти условия можно соблюсти двумя путями: повышением температуры уходящих газов и потерей теплоты, что экономически невыгодно, или установкой специальных устройств для подогрева воздуха перед его поступлением в воздухоподогреватель. Для этого применяются специальные калориферы, в которых воздух подогревается отборным паром от турбин или отработавшим паром от питательных насосов. В некоторых случаях подогрев воздуха осуществляется путем рециркуляции, т. е. часть нагретого в воздухоподогревателе воздуха возвращается через всасывающий патрубок к дутьевому вентилятору и смешивается с холодным воздухом.

По принципу действия воздухоподогреватели разделяются на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных воздухоподогревателях тепло от газов к воздуху передается через неподвижную разделяющую их металлическую стенку трубы. Как правило, это стальные трубчатые воздухоподогреватели (диаметр трубок $25 \dots 40$ мм). Схема такого подогревателя приведена на рис. 6.22. Трубки в нем расположены обычно вертикально, внутри них движутся продукты сгорания; воздух омывает их поперечным потоком в несколько ходов, организуемых за счет перепускных воздухопроводов (коробов) и промежуточных перегородок.

Газ в трубках движется со скоростью $8 \dots 15 \text{ м/с}$, воздух между трубками — вдвое медленнее. Это позволяет иметь примерно равные коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон стенки трубы.

Тепловое расширение воздухоподогревателя воспринимается линзовым компенсатором 3, который устанавливается над воздухоподогревателем. При помощи фланцев он прикрепляется болтами снизу к воздухоподогревателю, а сверху к переходной раме предыдущего газохода котлоагрегата.

В регенеративном воздухоподогревателе тепло передается металлической насадкой, которая периодически нагревается газообразными продуктами сгорания, после чего переносится в поток воздуха и отдает ему аккумулированное тепло. Регенеративный воздухоподогреватель котла (рис. 6.23) представляет собой

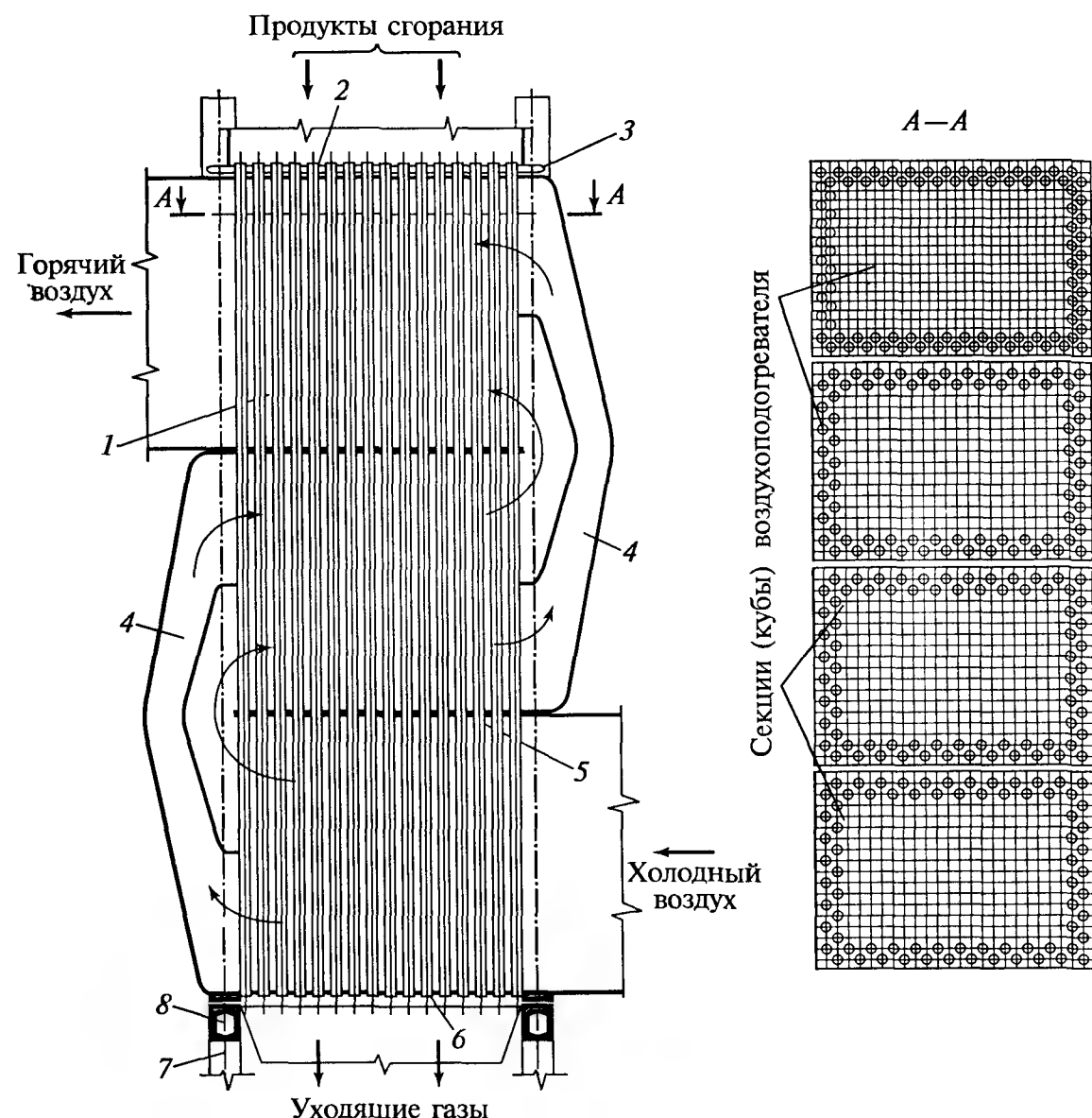


Рис. 6.22. Трубчатый воздухоподогреватель:

1 — стальные трубы 40×1,5 мм; 2, 6 — верхняя и нижняя трубные доски толщиной 20...25 мм; 3 — компенсатор тепловых расширений; 4 — воздухоперепускной короб; 5 — промежуточная трубная доска; 7, 8 — опорные рама и колонны

медленно вращающийся (3...5 об/мин) барабан (ротор) с набивкой (насадкой) из гофрированных тонких стальных листов, заключенный в неподвижный корпус. Секторными плитами корпус разделен на две части — воздушную и газовую. При вращении ротора набивка попеременно пересекает то газовый, то воздушный поток. Несмотря на то что набивка работает в нестационарном режиме, подогрев идущего сплошным потоком воздуха осуществляется непрерывно без колебаний температуры. Движение газов и воздуха — противоточное.

Регенеративный воздухоподогреватель отличается компактностью (до 250 м² поверхности в 1 м³ набивки). Он широко распро-

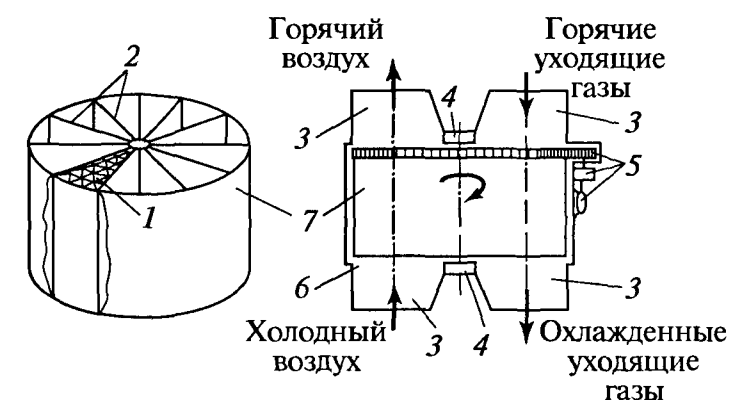


Рис. 6.23. Устройство регенеративного вращающегося воздухоподогревателя:

1 — набивка; 2 — сплошные перегородки ротора, препятствующие перемешиванию воздуха и продуктов сгорания; 3 — коробка подвода и отвода воздуха и газа; 4 — секторные плиты, разделяющие газовый и воздушный потоки; 5 — механизм привода (электродвигатель, редуктор, шестерня); 6 — неподвижный корпус; 7 — ротор

странен на мощных энергетических котлоагрегатах. Недостатком его являются большие (до 10 %) перетоки воздуха в тракт газов, что ведет к перегрузкам дутьевых вентиляторов и дымососов и увеличению потерь с уходящими газами.

Тяго-дутьевые устройства котельного агрегата. Для того чтобы в топке котельного агрегата могло происходить горение топлива, в нее необходимо подавать воздух. Для удаления из топки газообразных продуктов сгорания и обеспечения их прохождения через всю систему поверхностей нагрева котельного агрегата должна быть создана тяга.

В настоящее время различают следующие схемы подачи воздуха и отвода продуктов сгорания в котельных установках:

схема с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой, и естественным засасыванием воздуха в топку в результате разрежения в ней, создаваемого тягой трубы;

схема с искусственной тягой, создаваемой дымососом, и засасыванием воздуха в топку, в результате разрежения, создаваемого дымососом;

схема с искусственной тягой, создаваемой дымососом, и принудительной подачей воздуха в топку дутьевым вентилятором;

схема с наддувом, при котором вся котельная установка герметизируется и ставится под некоторое, создаваемое дутьевым вентилятором, избыточное давление, которого хватает на преодоление всех сопротивлений воздушного и газового трактов, что снимает необходимость установки дымососа.

Дымовая труба во всех случаях искусственной тяги или работы под наддувом сохраняется, но при этом основным назначением трубы становится вывод дымовых газов в более высокие

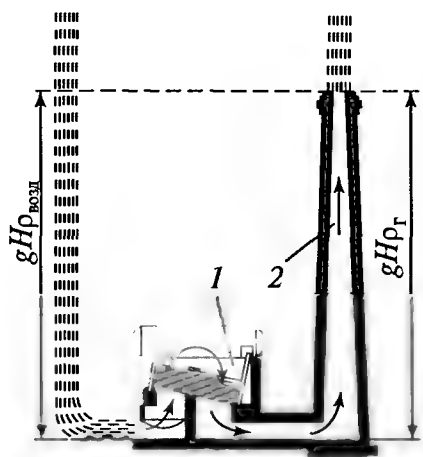


Рис. 6.24. Схема котла с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой:
1 — котел; 2 — дымовая труба

сооружают железобетонными. Железные трубы устанавливают только на вертикально-цилиндрических котлах, а также на мощных стальных водогрейных котлах башенного типа. Для уменьшения затрат обычно сооружают одну общую дымовую трубу для всей котельной или для группы котельных установок.

Принцип действия дымовой трубы остается одинаковым в установках, работающих с естественной и искусственной тягой. Особенностью является то, что при естественной тяге дымовая труба должна преодолеть сопротивление всей котельной установки, а при искусственной она создает дополнительную тягу к основной, создаваемой дымососом.

На рис. 6.24 представлена схема котла с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой 2. Она заполнена дымовыми газами (продуктами сгорания) с плотностью ρ_g (кг/м³) и сообщается через газоходы котла 1 с атмосферным воздухом, плотность которого $\rho_{\text{возд}}$ (кг/м³). Очевидно, что $\rho_{\text{возд}} > \rho_g$.

При высоте дымовой трубы H разность давлений столбов воздуха $gH\rho_{\text{возд}}$ (Н/м²) и газов $gH\rho_g$ (Н/м²) на уровне основания трубы, т. е. величина тяги ΔS составит

$$\Delta S = gH(\rho_{\text{возд}} - \rho_g), \text{ Н/м}^2,$$

где $\rho_{\text{возд}} = \rho_{\text{возд}}^0 \frac{273}{273 + t_{\text{возд}}} \frac{B}{760}$ и $\rho_g = \rho_g^0 \frac{273}{273 + t_g} \frac{B}{760}$; $\rho_{\text{возд}}^0$ и ρ_g^0 — плотность воздуха и газов при нормальных условиях; B — барометрическое давление, мм рт. ст.

Подставляя значения $\rho_{\text{возд}}$ и ρ_g , получим

слои атмосферы для улучшения условий рассеяния их в пространстве.

В связи с непрерывным усложнением профиля современного котельного агрегата и снижением температуры уходящих газов в настоящее время первые две схемы создания тяги и дутья сохранились только в очень небольших котельных установках, паропроизводительностью не выше 1...2 т/ч. В котельных же установках большей паропроизводительности повсеместно применяется искусственная тяга с искусственным дутьем.

Дымовые трубы выполняют кирпичными, железобетонными и железными. Из кирпича обычно сооружают трубы высотой до 80 м. Более высокие трубы

$$\Delta S = gH \left[\frac{\rho_{\text{возд}}^0}{273 + t_{\text{возд}}} - \frac{\rho_g^0}{273 + t_g} \right] \frac{273B}{760}. \quad (6.1)$$

Из уравнения (6.1) следует, что величина естественной тяги тем больше, чем больше высота трубы и температура дымовых газов и чем ниже температура окружающего воздуха.

Определив расчетным путем (в специальной литературе) газовое сопротивление котлоагрегата, из уравнения (6.1), взяв запас в 30...50 % на случай увеличения сопротивления по дымовому тракту вследствие загрязнения конвективных поверхностей нагрева, можно найти требуемую высоту дымовой трубы.

Минимальная допустимая высота трубы регламентируется на основе санитарных соображений. Диаметр трубы определяют по скорости истечения дымовых газов из нее при максимальной паропроизводительности всех подключенных к трубе котельных агрегатов. При естественной тяге эта скорость должна находиться в пределах 6...10 м/с, но не ниже 4 м/с во избежание нарушения тяги ветром (задувания трубы). При искусственной тяге скорость истечения дымовых газов из трубы обычно принимают равной 20...25 м/с.

К котельным агрегатам устанавливают центробежные дымососы и дутьевые вентиляторы (рис. 6.25), а для парогенераторов производительностью 950 т/ч и выше — осевые многоступенчатые дымососы (рис. 6.26).

Дымососы производительностью до 30 м³/с, а также все дутьевые вентиляторы, выпускаемые отечественной промышленностью, выполняют в виде центробежных машин одностороннего всасывания с консольным расположением крыльчатки. Дымососы и дутьевые вентиляторы одного типоразмера имеют одинаковую конструкцию и размеры. Дымососы большей производительности, до 100 м³/с, выполняют с двусторонним всасыванием (подробно

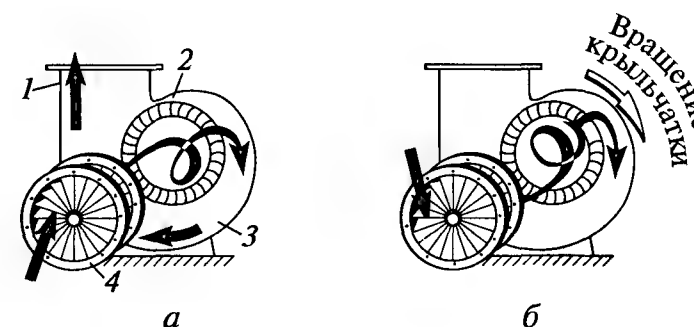


Рис. 6.25. Схемы работы центробежного вентилятора (передняя часть кожуха условно снята):

а — при правильном направлении предварительного завихрения воздуха; б — при неправильном завихрении воздуха; 1 — выходной патрубок; 2 — ротор с крыльчаткой; 3 — кожух; 4 — направляющий аппарат, показанный для наглядности схемы в смещенном положении

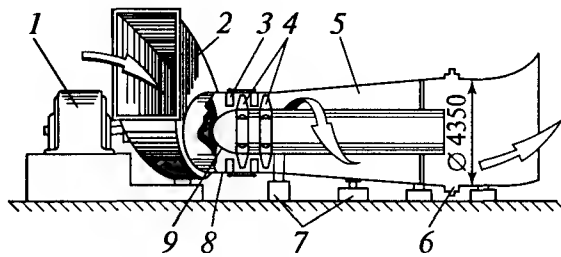


Рис. 6.26. Устройство дымососа осевого типа:

1 — электродвигатель, 2 — всасывающий патрубок, 3 — направляющий аппарат, 4 — рабочее колесо с лопатками, 5 — диффузор, 6 — компенсатор; 7 — опоры; 8 — корпус; 9 — вал

принципы работы центробежных нагнетательных машин, их параметры и характеристики будут рассмотрены в гл. 7).

Дымососы размещают за котельным агрегатом, причем в котельных установках, предназначенных для сжигания твердого топлива, их устанавливают после золоуловителя, чтобы уменьшить количество летучей золы, проходящей через дымосос, и тем самым снизить истирание золой крыльчатки дымососа.

Разрежение, которое должно быть создано дымососом, определяется суммарным аэродинамическим сопротивлением газового тракта котельной установки, которое должно быть преодолено при условии, что разрежение дымовых газов вверху топки будет $20 \dots 30 \text{ Н/м}^2$, и будет создано необходимое скоростное давление на выходе дымовых газов из дымовой трубы. В небольших котельных установках разрежение, создаваемое дымососом, обычно составляет $1000 \dots 2000 \text{ Н/м}^2$, а в крупных установках $2500 \dots 3000 \text{ Н/м}^2$.

Дутьевые вентиляторы, устанавливаемые перед воздухоподогревателем, предназначены для подачи в него неподогретого воздуха. Давление, создаваемое вентилятором, определяется аэродинамическим сопротивлением воздушного тракта, которое должно быть преодолено. Обычно оно складывается из сопротивлений всасывающего воздуховода, воздухоподогревателя, воздухопроводов между воздухоподогревателем и топкой, а также сопротивления решетки и слоя топлива или горелок. В сумме эти сопротивления составляют $1000 \dots 1500 \text{ Н/м}^2$ для котельных установок малой производительности и возрастают до $2000 \dots 2500 \text{ Н/м}^2$ для крупных котельных установок.

Выбор дымососа и дутьевого вентилятора производится на основании теплового и аэродинамического расчетов котельного агрегата, изложенных в специальной литературе.

Производительность вентилятора определяется по формуле

$$Q_v = 1,1 B_p V^0 \alpha_t \frac{(t + 273)}{273} \frac{760}{B}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

а производительность дымососа

$$Q_d = 1,1 B_p V_g \frac{(273 + t_{yx})}{273} \frac{760}{B}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где 1,1 — коэффициент запаса по производительности; B_p — часовой расход топлива, кг/ч, кг/м³; V^0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения, м³/кг, м³/м³; α_t — коэффициент избытка воздуха в топке; V_g — количество дымовых газов, м³/кг, м³/м³; B — барометрическое давление, мм рт.ст.; t и t_{yx} — температура воздуха и уходящих газов, °С.

Полное расчетное давление (напор) определяется по формуле

$$H = 1,2 \Delta S, \text{ Н/м}^2,$$

где ΔS — полное сопротивление воздушного или газового тракта, Н/м²; 1,2 — коэффициент запаса по напору.

6.5. Тепловой баланс котельного агрегата

Тепловой баланс парового котла заключается в установлении равенства между поступившим в агрегат при сжигании топлива количеством теплоты, называемым располагаемой теплотой Q_p^r , и суммой использованной теплоты Q_1 и тепловых потерь. На основе теплового баланса находят КПД и расход топлива.

При установившемся режиме работы агрегата тепловой баланс для 1 кг или 1 м³ сжигаемого топлива записывается как

$$Q_p^r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6,$$

где Q_p^r — располагаемая рабочая теплота, приходящаяся на 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м³ газообразного топлива, кДж/кг или кДж/м³; Q_1 — использованная теплота; Q_2 — потери теплоты с уходящими из агрегата газами; Q_3 — потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива; Q_4 — потери теплоты от механической неполноты сгорания; Q_5 — потери теплоты в окружающую среду через внешнее ограждение котла; Q_6 — потери теплоты с физической теплотой шлака (рис. 6.27).

Обычно в расчетах используется уравнение теплового баланса, выраженное в процентах по отношению к располагаемой теплоте, принимаемой за 100 % ($Q_p^r = 100 \%$):

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100 \%,$$

где $q_1 = Q_1 \cdot 100 / Q_p^r$; $q_2 = Q_2 \cdot 100 / Q_p^r$ и т. д.

Располагаемая теплота включает в себя все виды теплоты, внесенной в топку вместе с топливом:

$$Q_p^r = Q_H^r + Q_{ф.т.} + Q_{возд.вн.} + Q_{ф.}, \quad (6.2)$$

где Q_H^p — низшая рабочая теплота сгорания топлива; $Q_{ф.т}$ — физическая теплота топлива, включая полученную при подсушке и подогреве; $Q_{возд.вн}$ — теплота воздуха, полученная им при подогреве вне котла; $Q_{ф.}$ — теплота, вносимая в топку с распыливающим форсуночным паром.

Тепловой баланс котельного агрегата составляют относительно некоторого температурного уровня или, другими словами, относительно некоторой отправной температуры. Если в качестве этой температуры принять температуру воздуха, поступающего в котельный агрегат без подогрева вне котла, не учитывать теплоту парового дутья в форсунках и исключить величину $Q_{ф.т}$, так как она пренебрежимо мала по сравнению с теплотой сгорания топлива, то можно принять

$$Q_H^p \approx Q_H^p, \text{ кДж/кг или кДж/м}^3.$$

Следует отметить, что в выражении (6.2) не учитывается теплота, вносимая в топку горячим воздухом собственного котла.

Дело в том, что это же количество теплоты отдается продуктами сгорания воздуха в воздухоподогревателе в пределах котельного агрегата, т.е. осуществляется своего рода рециркуляция (возврат) теплоты.

Использованная теплота Q_1 воспринимается поверхностями нагрева в топочной камере котла и его конвективных газоходах, передается рабочему телу и расходуется на подогрев воды до температуры фазового перехода, испарение и перегрев пара. Количество использованной теплоты, приходящейся на 1 кг или 1 м³ сожженного топлива, рассчитывается по формуле

$$Q_1 = \frac{D_1}{B} (i_{п.п} - i_{п.в}) + \frac{D_H}{B} (i'' - i_{п.в}) + \frac{D_{пр}}{B} (i' - i_{п.в}), \quad (6.3)$$

где B — расход топлива, кг/с или м³/с; D_1 , D_H , $D_{пр}$ — соответственно производительность парового котла (расход перегретого

пара), расход насыщенного пара, расход котловой воды на продувку, кг/с; $i_{п.п}$, i'' , i' , $i_{п.в}$ — соответственно энтальпии перегретого пара, насыщенного пара, воды на линии насыщения и пита-

тельной воды, кДж/кг. При доле продувки $p = \frac{D_{пр} \cdot 100}{D_1} < 2\%$ и отсутствии расхода насыщенного пара формула (6.3) принимает вид

$$Q_1 = \frac{D_1}{B} (i_{п.п} - i_{п.в}).$$

Для котельных агрегатов, которые служат для получения горячей воды (водогрейные котлы),

$$Q_1 = \frac{G_B}{B} (i_2 - i_1),$$

где G_B — расход горячей воды, кг/с; i_1 и i_2 — соответственно удельные энтальпии воды, поступающей в котел и выходящей из него, кДж/кг.

Тепловые потери парового котла. Эффективность использования топлива определяется в основном полнотой сгорания топлива и глубиной охлаждения продуктов сгорания в паровом и водогрейном котлах.

Потери теплоты с уходящими газами Q_2 являются наибольшими и определяются по формуле

$$Q_2 = (I_{yx} - \alpha_{yx} I_{x.в}^0) (100 - q_4),$$

где I_{yx} — энтальпия уходящих газов при температуре ϑ_{yx} и избытке воздуха в уходящих газах α_{yx} , кДж/кг или кДж/м³; $I_{x.в}^0$ — энтальпия холодного воздуха при температуре $t_{x.в}$ и избытке воздуха в уходящих газах α_{yx} ; $(100 - q_4)$ — доля сгоревшего топлива.

Для современных котлов величина q_2 находится в пределах 5...8% располагаемой теплоты, q_2 возрастает при увеличении ϑ_{yx} , α_{yx} и объема уходящих газов. Снижение ϑ_{yx} примерно на 15°C приводит к уменьшению q_2 на 1%. Глубокое охлаждение уходящих газов требует больших поверхностей нагрева. Оптимальное значение температуры уходящих газов для каждого топлива устанавливается на основании технико-экономических расчетов, в которых сопоставляются стоимости дополнительных поверхностей нагрева и увеличение затрат на собственные нужды (в данном случае на преодоление гидравлических сопротивлений движению газов в них) с получаемой экономией топлива. В современных энергетических котельных агрегатах ϑ_{yx} составляет 100...120°C, а в производственно-отопительных — 140...180°C.

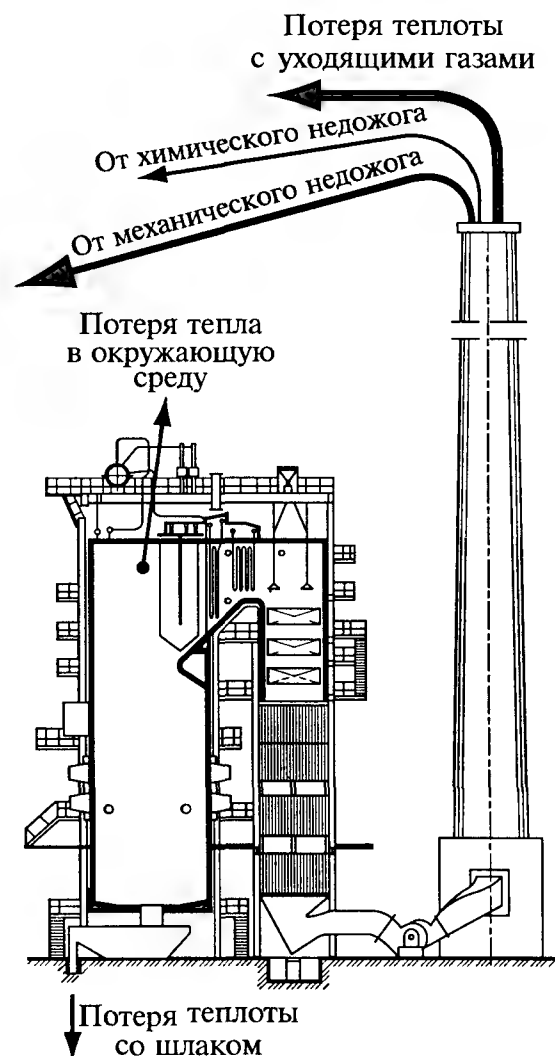


Рис. 6.27. Основные потери теплоты

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива Q_3 , т. е. это теплоты, которая осталась химически связанной в продуктах неполного горения, рассчитываются по формуле

$$Q_3 = (126,4CO + 108H_2 + 358,2CH_4) V_{сг} (100 - q_4),$$

где CO , H_2 , CH_4 — объемное содержание продуктов неполного сгорания по отношению к сухим газам, %; цифры перед CO , H_2 , CH_4 — уменьшенная в 100 раз теплота сгорания 1 м³ соответствующего газа, кДж/м³.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива обычно зависят от качества смесеобразования. Следовательно, q_3 зависит от α_T . Наименьшие значения α_T , при которых q_3 практически отсутствуют, определяются видом топлива и организацией режима горения.

Химическая неполнота сгорания сопровождается всегда сажеобразованием, недопустимым в работе котла.

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива Q_4 , т. е. теплоты, которая при камерном сжигании топлива уносится продуктами сгорания в газоходы котла или остается в шлаке, а при слоевом сжигании и в провале через колосниковую решетку, рассчитываются по формуле

$$Q_4 = \left(a_{шл+пр} \frac{G_{шл+пр}}{100 - G_{шл+пр}} + a_{ун} \frac{G_{ун}}{100 - G_{ун}} \right) 32,7 A^p,$$

где $a_{шл+пр}$, $a_{ун}$ — соответственно доли золы в шлаке, провале и уносе, определяются взвешиванием и из золowego баланса $a_{шл+пр} + a_{ун} = 1$, в долях от единицы; $G_{шл+пр}$, $G_{ун}$ — содержание горючих соответственно в шлаке, провале, уносе, определяется взвешиванием и дожиганием в лабораторных условиях проб шлака, провала, уноса, %; 32,7 кДж/кг — теплота сгорания горючих в шлаке, провале и уносе по данным ВТИ; A^p — зольность рабочей массы топлива, %.

Величина q_4 зависит от метода сжигания и способа удаления шлака, а также от свойств топлива. При хорошо отлаженном процессе горения твердого топлива в камерных топках $q_4 \approx 0,3 \dots 0,6$ для топлив с большим выходом летучих веществ, для АШ $q_4 \geq 2$ %. При слоевом сжигании для каменных углей $q_4 = 3,5$ (из них 1 % приходится на потери со шлаком, а 2,5 % — с уносом), для бурых — $q_4 = 4$ %.

Потери теплоты в окружающую среду Q_5 зависят от площади наружной поверхности агрегата и разности температур поверхности и окружающего воздуха. На рис. 6.28 приведены данные, которые показывают, что при росте номинальной нагрузки котла q_5 уменьшается.



Рис. 6.28. Зависимость потерь теплоты на наружное охлаждение котельного агрегата от его паропроизводительности

Потери теплоты с физической теплотой шлака Q_6 происходят за счет удаления из топки шлака, температура которого может быть достаточно высокой. В пылеугольных топках с твердым шлакоудалением температура шлака составляет 600...700 °С, а с жидким — 1500...1600 °С. Рассчитываются эти потери по формуле

$$Q_6 = a_{шл} \frac{A^p}{100} c_{шл} t_{шл},$$

где $c_{шл}$ — теплоемкость шлака, зависящая от температуры шлака $t_{шл}$, т. е. при температуре 600 °С $c_{шл} = 0,930$ кДж/(кг · К), а при 1600 °С — 1,172 кДж/(кг · К).

Коэффициент полезного действия и расход топлива. Совершенство тепловой работы парового котла оценивается коэффициентом полезного действия брутто $\eta_{к}^{бр}$, %. Так, по прямому балансу

$$\eta_{к}^{бр} = q_1 = \frac{Q_1 \cdot 100}{Q_p^p} = \frac{Q_k}{Q_p^p B}. \quad (6.4)$$

Здесь Q_k — теплота, полезно отданная котлу и выраженная через тепловосприятие поверхностей нагрева, кДж/с:

$$Q_k = D_l (i_{пп} - i_{пв}) + D_{пр} (i' - i_{пв}) + Q_{ст},$$

где $Q_{ст}$ — теплота воды или воздуха, подогреваемых в котле и отдаваемых на сторону (теплота продувки учитывается только для $D_{пр} > 2$ % от D).

КПД котла можно рассчитывать и по обратному балансу:

$$\eta_{к}^{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6).$$

Метод прямого баланса менее точен в основном из-за трудностей при определении в эксплуатации больших масс расходуемого топлива. Тепловые потери определяются с большей точностью, и поэтому метод обратного баланса нашел преимущественное распространение при определении $\eta_k^{бр}$.

Кроме КПД брутто используется КПД нетто, показывающий эксплуатационное совершенство агрегата:

$$\eta_k^H = \eta_k^{бр} - q_{сн},$$

где $q_{сн}$ — суммарный расход теплоты на собственные нужды котла, т.е. расход электрической энергии на привод вспомогательных механизмов (вентиляторов, насосов и т.д.), расход пара на обдувку и распыл мазута, рассчитанных в процентах от располагаемой теплоты.

Из выражения (6.4) определяется расход подаваемого в топку топлива B , кг/с:

$$B = Q_k \cdot 100 / Q_p \eta_k^{бр}.$$

Так как часть топлива теряется с механическим недожогом, то при всех расчетах объемов воздуха, продуктов сгорания и энтальпий используется расчетный расход топлива B_p (кг/с), учитывающий механическую неполноту сгорания:

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right).$$

Следует заметить, что при сжигании в котлах жидкого и газообразного топлив $Q_4 = 0$ и $Q_6 = 0$.

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются котельные агрегаты и их назначение?
2. Назовите основные виды котельных агрегатов и перечислите их основные элементы.
3. Опишите испарительные поверхности котла. Какие существуют виды пароперегревателей и способы регулирования температуры перегретого пара?
4. Какие виды водяных экономайзеров и воздухоподогревателей используются в котлах? Объясните их устройство и принцип действия.
5. Как осуществляется подача воздуха и удаление дымовых газов в котельных агрегатах?
6. Для чего предназначена дымовая труба? Как определить ее самотягу? Какие существуют виды дымососов, применяемых в котельных установках?
7. Что такое тепловой баланс котельного агрегата? Перечислите потери теплоты в котле и укажите их причины
8. Как определить КПД котельного агрегата?

Глава 7 НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

7.1. Виды и классификация нагнетателей

Нагнетателями называются машины, служащие для перемещения жидкости и газов и повышения их потенциальной и кинетической энергии.

Известно, что большинство современных технологических процессов связано с перемещением потоков жидких и газообразных сред, и поэтому нагнетатели имеют очень широкое применение во всех отраслях промышленности, сельском и коммунальном хозяйствах.

В зависимости от вида перемещаемого рабочего тела нагнетательные машины подразделяются на две большие группы: *насосы* — машины, подающие жидкости; *вентиляторы и компрессоры* — машины, подающие воздух и технические газы.

Вентилятор — машина, перемещающая газовую среду при степени повышения давления $\epsilon_p < 1,15$ (степень повышения давления ϵ_p — отношение давления газовой среды на выходе из машины к давлению ее на входе).

Компрессор — машина, сжимающая газ с $\epsilon_p \gg 1,15$ и имеющая искусственное (обычно водяное) охлаждение полостей, в которых происходит сжатие газов.

Согласно ГОСТ 17398—72 нагнетатели (насосы) подразделяются на две основные группы: насосы динамические и объемные.

В динамических нагнетателях передача энергии жидкости или газу происходит путем работы массовых сил потока в полости, постоянно соединенной с входом и выходом нагнетателя.

В объемных нагнетателях повышение энергии рабочего тела (жидкости или газа) достигается силовым воздействием твердых тел, например поршней в поршневых машинах в рабочем пространстве цилиндра, периодически соединяемым при помощи клапанов с входом и выходом нагнетателя.

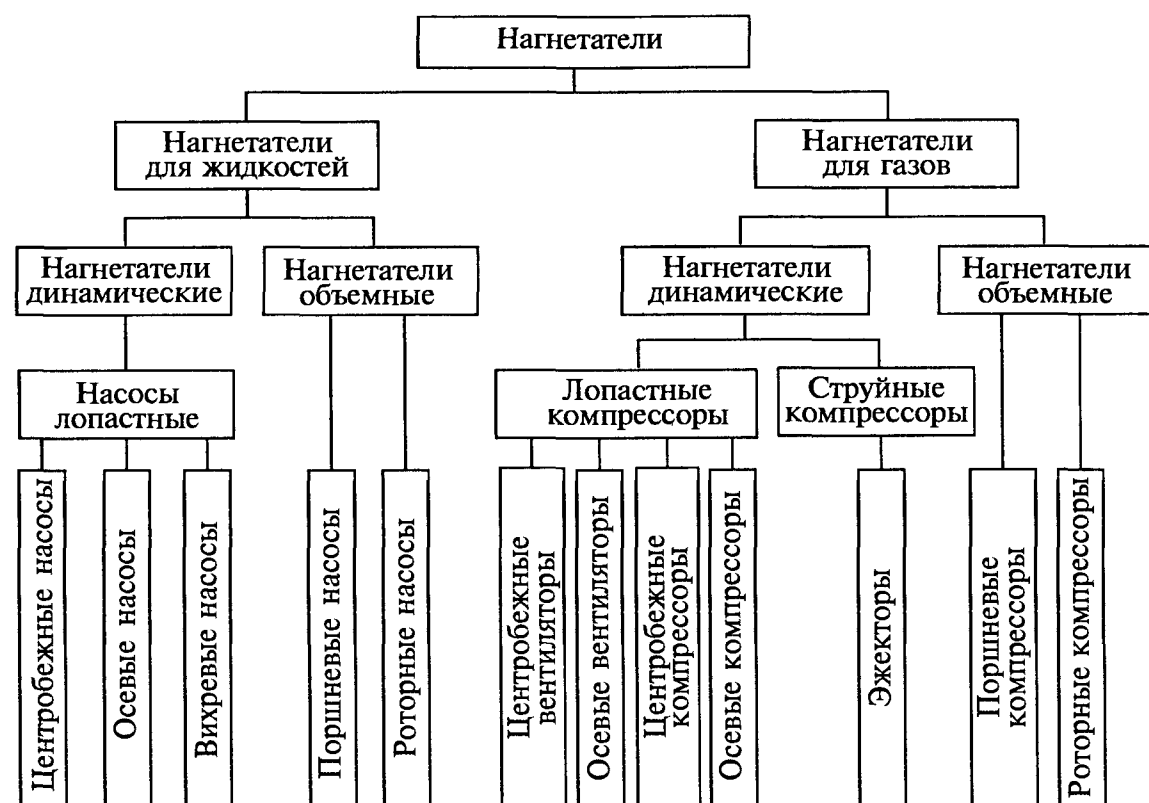


Рис. 7.1. Классификация нагнетателей

Классификация нагнетателей производится также по конструктивным признакам, давлению, развиваемому машиной, назначению в технологическом процессе.

На рис. 7.1 представлена классификация нагнетателей по принципу действия и конструктивным признакам.

На рис. 7.2 приведена схема динамического центробежного нагнетателя. Рабочее колесо, снабженное изогнутыми лопатками 4, вращается двигателем, расположенным в корпусе 1. Рабочее тело (жидкость или газ), входящее в центральную полость колеса через патрубок 5, заполняет весь корпус и криволинейные каналы колеса между лопатками 4. При вращении рабочего колеса под действием центробежных сил масса рабочего тела, находящегося в этих каналах, повышает энергию потока и выбрасывается потоком в спиральный канал, охватывающий рабочее колесо. Далее поток поступает в напорный патрубок 3 и трубопровод 2.

Рис. 7.2. Центробежный нагнетатель:

1 — корпус; 2 — трубопровод; 3 — напорный патрубок; 4 — лопатки; 5 — патрубок

Процесс всасывания и подачи в таких нагнетателях происходит непрерывно и равномерно (при постоянной скорости вращения рабочего колеса).

Для подачи жидкостей и газов применяются также динамические лопастные нагнетатели осевого типа (рис. 7.3). Нагнетатель состоит из колеса с рабочими лопастями 4, насаженными под определенным углом на ступицу колеса с обтекателем 1, корпуса 2 и спрямляющего лопаточного аппарата 5, неподвижно закрепленного в корпусе. При вращении колеса лопатки передают энергию рабочему телу и перемещают рабочее тело (патрубок 3 — всасывающий, патрубок 6 — напорный).

На рис. 7.4 показана схема вихревого нагнетателя. В корпусе 4 концентрично располагается колесо с плоскими радиальными лопатками 3. Рабочее тело поступает через всасывающий патрубок в кольцевой канал 2, увлекается лопатками 3, совершая сложное вихревое движение и повышая энергию, выходит через напорный патрубок 1 в трубопровод.

Схема простейшего объемного нагнетателя-насоса приведена на рис. 7.5. Цилиндр 3 и клапанная коробка 7 плотно соединены в единый блок. В коробке размещены всасывающий 5 и напорный 2 клапаны. Поршень 4, двигаясь возвратно-поступательно, производит всасывание и подачу.

Ускорение поршня, двигающегося синусоидально, вызывает появление инерционных сил, влияющих на прочность ходовой системы нагнетателя и вызывающих разрывы сплошности потока. Это ограничивает допустимую скорость вращения кривошипного вала. Поэтому применяются объемные нагнетатели роторного типа, допускающие прямое соединение с высокоскоростными двигателями.

Рис. 7.6 дает представление об устройстве и принципе действия пластинчатого роторного нагнетателя. Массивный ротор 2 с радиальными прорезями помещен эксцентрично в корпус 1. В прорези вставлены прямоугольные стальные пластинки 7, свободно отжимаемые до упора в корпус центробежными силами. При вращении ротора двигателем рабочее тело будет всасываться через пат-

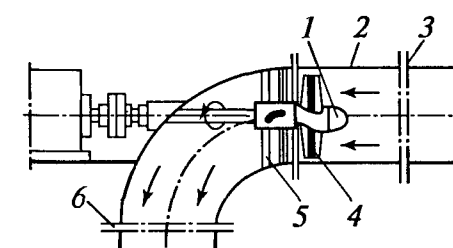


Рис. 7.3. Осевой нагнетатель:

1 — обтекатель; 2 — корпус; 3 — всасывающий патрубок; 4 — лопасти; 5 — лопаточный аппарат; 6 — напорный патрубок

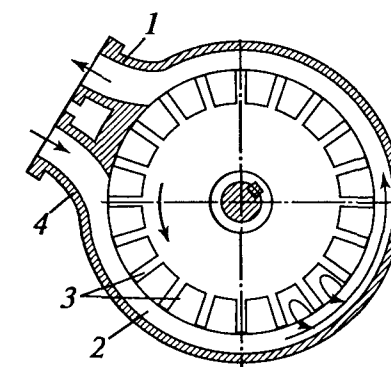


Рис. 7.4. Вихревой нагнетатель:

1 — напорный патрубок; 2 — кольцевой канал; 3 — лопатки; 4 — корпус

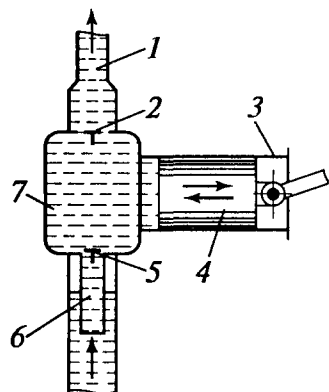


Рис. 7.5. Поршневой нагнетатель:

1 — нагнетательный трубопровод; 2 — напорный клапан; 3 — цилиндр; 4 — поршень; 5 — всасывающий клапан; 6 — всасывающий трубопровод; 7 — клапанная коробка

рубок 5 и подаваться через полости переменного сечения 6 и 3 в напорный патрубок 4 трубопроводной системы. Нагнетатель реверсивен: при изменении направления вращения ротора нагнетатель меняет направление потока рабочего тела.

Для перемещения жидкостей и газов в промышленных и лабораторных установках находят применение струйные нагнетатели (рис. 7.7). Поток рабочей жидкости выходит с высокой скоростью

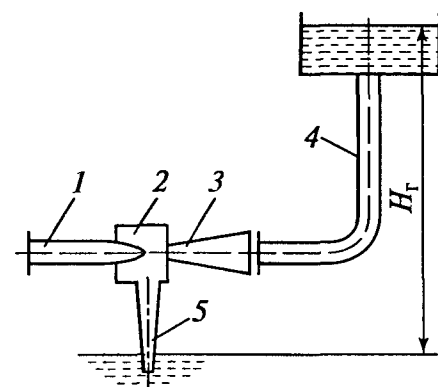


Рис. 7.7. Струйный нагнетатель:

1 — сопло; 2 — камера; 3 — диффузор; 4 — напорная труба; 5 — труба

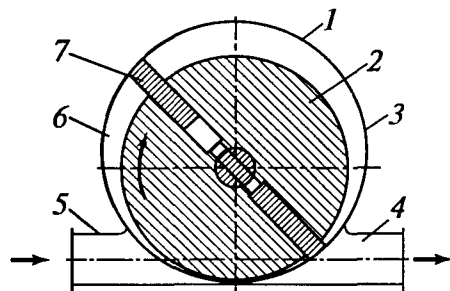


Рис. 7.6. Роторный нагнетатель:

1 — корпус; 2 — ротор; 3, 6 — полости переменного сечения; 4 — напорный патрубок; 5 — всасывающий патрубок; 7 — стальные пластинки

через суживающееся сопло 1 в камеру 2, где устанавливается низкое давление. Под влиянием разности давлений на поверхности жидкости и в камере происходит подъем жидкости по трубе 5 и смешение ее с рабочей жидкостью, выбрасываемой из сопла. Смесь жидкостей — рабочей и поднимаемой по трубе 5 — транспортируется через диффузор 3 и напорную трубу 4 на высоту H_r .

В системах промышленного водоснабжения, нефтедобычи, сельском и коммунальном хозяйствах применяются нагнетатели особого типа — эрлифты и газлифты, использующие для подъема жидкостей сжатый воздух или газ (рис. 7.8). Подъемники такого типа применяются для подъема воды и нефти из глубоких буровых скважин.

В обсадную трубу 1 опущена подъемная труба 2. Воздух или технический газ поступает из компрессора К по воздухопроводу (показанному пунктирной линией) в нижний конец подъемной трубы через барботажное устройство. Здесь образуется пузырьковая смесь воздуха или газа с жидкостью. Плотность этой смеси меньше плотности чистой жидкости в обсадной трубе.

По закону сообщающихся сосудов столб жидкости высотой H_1 в обсадной трубе вытесняет столб смеси в подъемной трубе на высоту H_2 . При ударе об отбойный конус 4 воздух (газ) из смеси удаляется, жидкость собирается в резервуаре 3 и направляется насосами в трубопроводную систему.

7.2. Применение нагнетательных машин

Наибольшее распространение в системе общественного производства получили лопастные насосы. Создаваемый ими напор может превышать 35 МПа, а подача — 100 000 м³/ч в одном агрегате.

В теплоэнергетических установках для питания котлов, подачи конденсата в системе регенеративного подогрева питательной воды, циркуляционной воды в конденсаторы турбин, сетевой воды в системах теплофикации применяются центробежные насосы.

Центробежные и струйные насосы применяются на ТЭС в системах гидрозолаудаления.

Струйные насосы используются для удаления воздуха из конденсаторов паровых турбин и в абонентских теплофикационных вводах в качестве смесителей прямой и обратной воды.

Эрлифты иногда применяют на ТЭС для подъема воды из буровых скважин основного или резервного хозяйственного водоснабжения.

Из объемных насосов в теплоэнергетике применяют поршневые насосы для питания паровых котлов малой паропроизводительности и в качестве дозаторов реагентов для поддержания требуемого качества питательной и котловой воды крупных котлов.

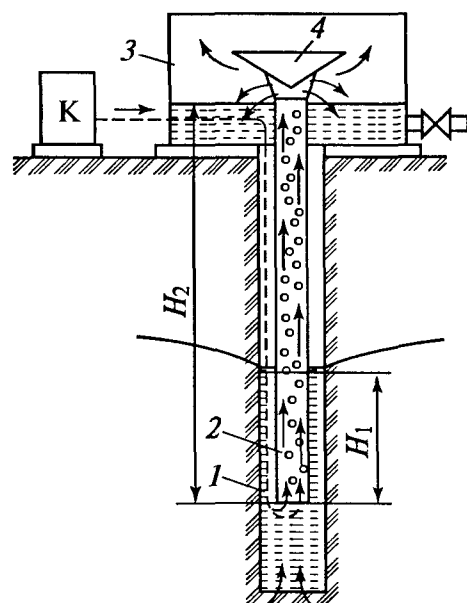


Рис. 7.8. Эрлифт:

1 — обсадная труба; 2 — подъемная труба; 3 — резервуар; 4 — отбойный конус

Роторные насосы используют на электростанциях в системах смазки и регулирования турбин.

Насосы всех видов применяются на промышленных предприятиях, в сельском хозяйстве и для водоснабжения городов. Центробежные насосы работают в промышленности в системах хозяйственного и технического водоснабжения, а также для подачи различных растворов и реагентов в технологических схемах производств. Широко применяются струйные и центробежные насосы в строительной и угольной промышленности при гидромеханизации разработки грунтов и при гидравлическом способе добычи угля. В торфяной промышленности лопастными насосами пользуются для разработки залежей торфа и подачи смеси торфа с водой. Центробежные, струйные насосы, газлифты и пневматические установки применяются для различных целей в легкой, химической, пищевой и нефтяной промышленности. За последние годы широкое применение получили центробежные насосы в трубопроводных системах транспорта воды и нефти на дальние расстояния. Следует отметить, что все системы коммунального водоснабжения основаны на использовании лопастных (центробежных) насосов.

В сельском хозяйстве для водоснабжения животноводческих ферм применяются в основном центробежные скважинные насосы. В крупных водопроводных системах орошения используют центробежные насосы с большой подачей.

Широко распространены в системе общественного производства различные машины для сжатия и перемещения воздуха и технических газов. Центробежные и осевые вентиляторы больших подач и значительных напоров применяются в качестве дымо-сосов и для подачи воздуха в топки котлов. Все обширное вентиляционное хозяйство промышленных предприятий и гражданских сооружений основывается на применении центробежных вентиляторов низких и средних напоров.

Центробежные компрессоры с паровым и электрическим приводом являются основным видом компрессорных машин в металлургическом и коксохимическом производствах. Здесь они служат для подачи дутьевого воздуха и газов — основных или побочных продуктов технологического цикла. Эти

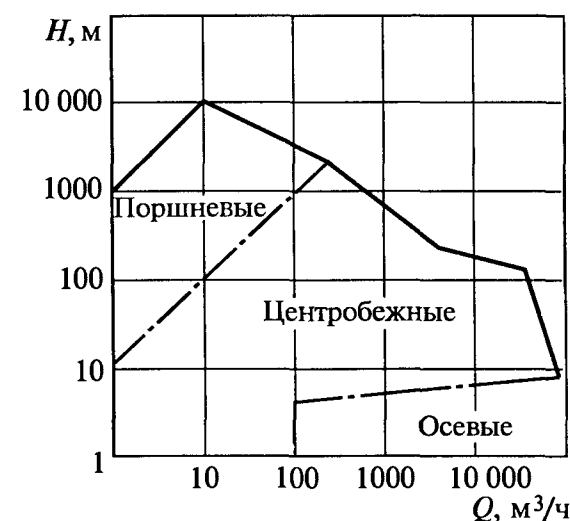


Рис. 7.9. Данные о расходе и напоре динамических объемных нагнетателей

машины получили распространение в системах дальнего газоснабжения. Осевые компрессоры широко используются в газотурбинных установках. Поршневые компрессоры применяются в металлообрабатывающей и машиностроительной промышленности для сжатия воздуха, приводящего в действие пневматический инструмент и прессы. В химической промышленности газовые многоступенчатые компрессоры используются в циклах синтеза химических продуктов при высоком давлении.

Обобщенные данные по расходу (подаче) и напору различных типов объемных и динамических нагнетателей для жидкости (насосов) представлены на рис. 7.9.

7.3. Рабочие параметры нагнетательных машин

Основные параметры. Основными параметрами (величинами), характеризующими работу нагнетательных машин, являются подача (расход), давление и напор. Энергия, сообщаемая потоку жидкости или газа нагнетательной машиной, определяется указанными величинами и плотностью подаваемой среды. Гидродинамическое и механическое совершенство машины характеризуется ее полным КПД.

Подача (расход) — количество жидкости (газа), перемещаемое машиной в единицу времени. Количество газа, подаваемого вентилятором и компрессором, принято называть *производительностью*.

Если подачу измеряют в единицах объема, то ее называют *объемной* и обозначают Q . Системой СИ введена *массовая подача* M (кг/с) — масса жидкости (газа), подаваемая машиной в единицу времени. Очевидно, что

$$M = \rho Q,$$

где ρ — плотность среды, кг/м³; Q — объемная подача, м³/с.

В компрессорах из-за значительного повышения давления плотность газа по длине проточной полости возрастает, а объемная производительность уменьшается, поэтому принято объемную производительность компрессоров исчислять по физическим условиям входа в компрессор: $T_{вх} = 293$ К; $p_{вх} = 0,102$ МПа; $\rho_v = 1,2$ кг/м³ (для воздуха).

Давление, развиваемое насосом, определяется уравнением сохранения энергии (*уравнением Бернулли*)

$$p = p_k - p_n + \frac{c_k^2 - c_n^2}{2} \rho + \rho g (z_k - z_n), \quad (7.1)$$

где p_n , p_k — соответственно давление жидкости на входе (начальное) и выходе из насоса (конечное), Па; ρ — плотность жидко-

сти, подаваемой насосом, кг/м^3 ; c_n , c_k — средние скорости потока на входе и выходе, м/с ; z_n , z_k — высоты расположения центров входного и выходного сечений насоса, м .

Формула (7.1) может быть использована и для вентиляторов, в этом случае последним членом из-за его малости можно пренебречь. Напор, развиваемый нагнетателем, определяется формулой

$$H = p/(\rho g),$$

где p — давление нагнетателя.

Напор представляет собой высоту H столба жидкости или газа, уравнивающего давление p .

Разделим все члены уравнения (7.1) на ρg :

$$H = \frac{p_k - p_n}{\rho g} + \frac{c_k^2 - c_n^2}{2g} + (z_k - z_n), \quad (7.2)$$

где H — полный напор, развиваемый нагнетателем и исчисляемый обычно в метрах.

Уравнение (7.2) поясняет рис. 7.10.

Для нагнетателей, подающих жидкости, влияние второго и третьего членов уравнения незначительно, поэтому можно пользоваться в этих случаях формулой

$$H \approx (p_n - p_k)/(\rho g).$$

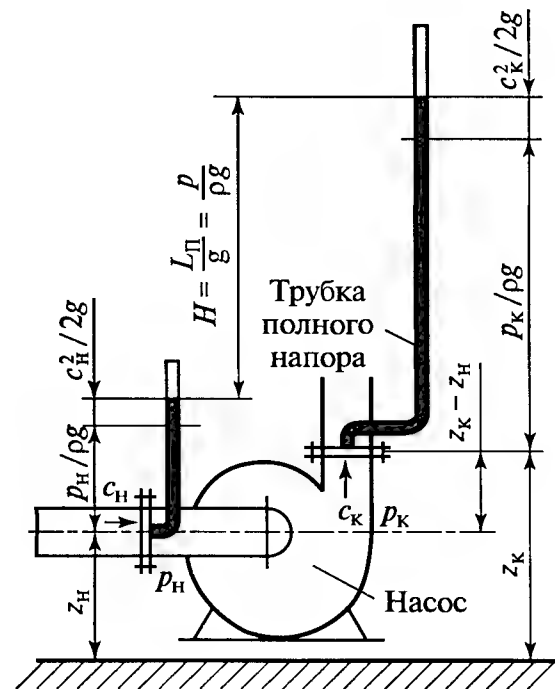


Рис. 7.10. Схема определения напора, развиваемого нагнетателем

Напор вентиляторов принято выражать условно в миллиметрах водяного столба. Давление, развиваемое вентиляторами, измеряется в паскалях (Па). Следует иметь в виду, что напор в 1 мм вод. ст. эквивалентен давлению 9,81 Па.

Энергетическое совершенство нагнетателей характеризуется их удельной полезной работой L_n (Дж/кг), т.е. расходом энергии на 1 кг массы подаваемой жидкости (газа):

$$L_n = p/\rho = gH. \quad (7.3)$$

Работа L (Дж/кг), подводимая на вал нагнетателя, называется удельной работой. Из-за потерь энергии в нагнетателе $L > L_n$.

Удельная работа компрессоров вычисляется в зависимости от вида термодинамического процесса, свойственного данному типу компрессора.

На вал работающего нагнетателя непрерывно подводится мощность от приводного двигателя. Введем понятия полезной мощности и мощности нагнетателя.

Полезная мощность нагнетателя N_n — это работа, сообщаемая нагнетателем рабочему телу в 1 с.

Руководствуясь формулой (7.3), с учетом размерности для насосов и вентиляторов можно записать

$$N_n = \frac{ML_n}{1000} \text{ или } N_n = \frac{\rho QgH}{1000}, \text{ кВт.}$$

В системе МКГСС

$$N_n = \frac{\gamma QH}{102}, \text{ кВт,} \quad (7.4)$$

где $\gamma = \rho g$ — удельный вес, кг/м^3 .

Для компрессоров

$$N_n = \frac{\rho QL_n}{1000}, \text{ кВт.} \quad (7.5)$$

Мощность, подводимую на вал нагнетателя от приводного двигателя, называют мощностью нагнетателя и обозначают буквой N (кВт).

Потери энергии в рабочем процессе нагнетателя определяются неравенством $N_n < N$ или $N_n = N - N_{\text{пот}}$.

Энергетическое совершенство насосов и вентиляторов оценивается коэффициентом полезного действия $\eta = N_n/N$.

В рабочих условиях КПД нагнетателя зависит от многих факторов — конструкции и размеров машины, рода рабочего тела, режима нагрузки установки, характеристики системы трубопроводов, подключенной к нагнетателю.

Эффективность установки, состоящей из нагнетателя, промежуточной передачи и приводного двигателя, оценивается коэффициентом ее полезного действия $\eta_{\text{уст}} = N_n/N_{\text{эл}}$, где $N_{\text{эл}}$ — электрическая мощность, подводимая к двигателю.

Значения η и $\eta_{\text{уст}}$ для различных типов нагнетателей приведены в соответствующих разделах главы.

Совместная работа нагнетателей и трубопроводной системы. Система трубопроводов, соединенная с нагнетателем, называется сетью. Рассмотрим систему, состоящую из нагнетателя 1 (рис. 7.11), трубопроводной сети 2, емкости 3, в которой задвижкой 4 поддерживается постоянное статическое давление $P'_{\text{ст}}$. В этом случае нагнетатель преодолевает статическое давление и

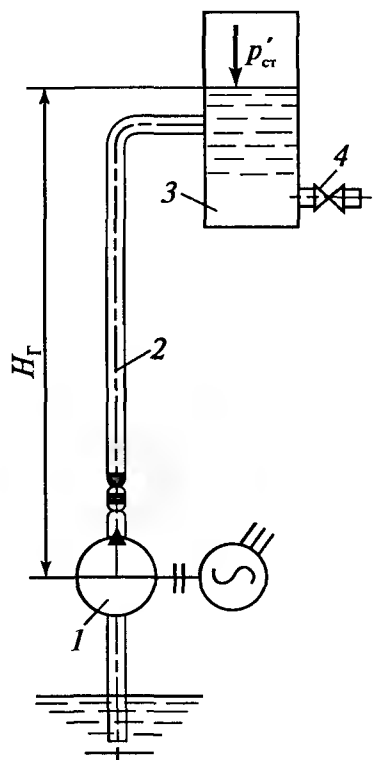


Рис. 7.11. Гидросистема «нагнетатель—насос»: 1 — нагнетатель; 2 — трубопроводная сеть; 3 — емкость; 4 — задвижка

необходимо для расчета сопротивления системы.

Запишем условие стационарности режима в форме уравнения сохранения удельной энергии потока (см. рис. 7.11):

$$\frac{p_n}{\rho_n} + \frac{c_n^2}{2} = \frac{p'_{ст} + gH_{Г}}{\rho_{тр}} + \frac{c_{тр}^2}{2} + gh_{тр},$$

где $gh_{тр}$ — потери энергии в системе трубопроводов на 1 кг массы потока на трение.

Из этого условия при $c_n = c_{тр}$ и $\rho_n = \rho_{тр} = \rho$ найдем $p_n = p_{ст} + \rho gh_{тр}$, где $p_{ст} = p'_{ст} + \rho gH_{Г}$. Имея в виду, что $p = \rho gH$, можно записать:

$$H = H_{ст} + h_{тр},$$

где $H_{ст}$ — статический напор.

Течение рабочего тела в проточной полости нагнетателя и трубопроводах сети обычно турбулентно и $h_{тр} \equiv c^2$, поэтому $h_{тр} \equiv Q^2$. Следовательно,

$$H = H_{ст} + aQ^2, \quad (7.6)$$

где a — коэффициент пропорциональности, оценивающий пневмо- или гидромеханические качества системы.

сопротивление системы трубопроводов (сети), вызванное вязкостью перемещаемой среды.

Предположим, что система находится в стационарном режиме, т. е. работа неизменна по времени. Основное условие стационарности — энергия, сообщаемая нагнетателем потоку рабочей среды, равна энергии, затрачиваемой потоком на преодоление статического давления и сопротивления системы.

При отсутствии утечек (абсолютно плотная система) массовая подача нагнетателя M_n (кг/с) равна массовому расходу через трубопроводную систему $M_{тр}$ (кг/с):

$$M_n = M_{тр} \text{ или } \rho_n Q_n = \rho_{тр} Q_{тр},$$

где Q_n и $Q_{тр}$ — объемные производительности (подачи) нагнетателя и сети.

При равенстве выходного сечения нагнетателя и входного сечения трубопровода для несжимаемых сред $\rho_n = \rho_{тр}$ и, следовательно, $Q_n = Q_{тр}$.

По значению величины $Q_{тр}$ определяется значение средней скорости c в выходном сечении нагнетателя, которое необ-

лежит части этого уравнения зависит от величины подачи нагнетателя и выражает величину напора, который развивает нагнетатель. Правая часть выражает величину напора, необходимого в системе для поддержания статического давления и компенсации потерь напора в ней.

Изобразим правую часть уравнения (7.6) графически в системе координат Q, H (рис. 7.12). Полученную квадратичную параболу называют характеристикой трубопроводной системы (кривая a).

Нагнетатель любого данного типоразмера обладает определенной формой напорной характеристики $H = f(Q)$. Построив такую характеристику A , получим точку α пересечения характеристик, называемую рабочей точкой системы. Точка α определяет режим работы системы и, следовательно, рабочие параметры Q и H .

Положение точки α в системе с данным типоразмером нагнетателя может изменяться в зависимости от формы и положения характеристики системы. Например, если вводить в систему дополнительное сопротивление и повышать статическое давление в емкости 3 (см. рис. 7.11), уменьшая пропуск рабочей среды через запорное устройство 4, то характеристика сети расположится выше и будет более крутой (штриховая кривая), рабочая точка займет новое положение α' , подача нагнетателя уменьшится, а напор возрастет.

Изложенный графический метод удобен и широко используется в практике проектирования для выбора нагнетателя и анализа работы системы с нагнетателями.

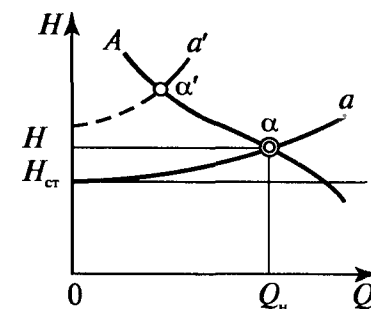


Рис. 7.12. Характеристика совместной работы нагнетателя и трубопроводной системы

7.4. Основы теории центробежных нагнетателей

Принцип действия центробежного (динамического) нагнетателя.

Ступень центробежного нагнетателя представлена на рис. 7.13. Рабочее тело поступает через входной кольцевой участок между валом и входным патрубком в рабочее колесо, где после изменения направления с осевого на радиальное попадает в межлопаточные каналы.

Рабочее тело в межлопаточных каналах рабочего колеса совершает сложное движение, состоящее из окружного (скорость u) и относительного (скорость w), в совокупности составляющих абсолютное движение (скорость c). Индексом «1» обозначают скорости и углы на входе в рабочее колесо, а индексом «2» — на выходе из него.

В каналах колеса рабочему телу передается энергия, в результате чего повышается его кинетическая энергия в абсолютном дви-

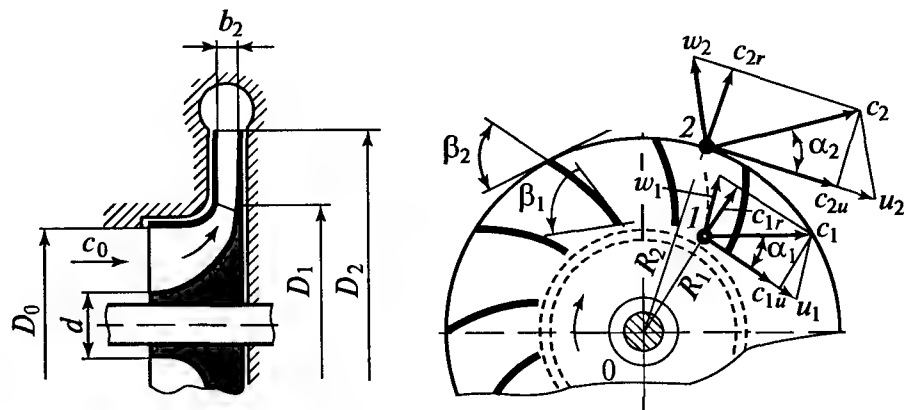


Рис. 7.13. Схематическое изображение ступени рабочего колеса центробежного нагнетателя

жении (\$c_2 > c_1\$). Изменение кинетической энергии в относительном движении определяется формой межлопаточных каналов; чаще всего сечение канала от входа к выходу несколько увеличивается, относительная скорость падает, что приводит к росту статического давления в канале.

Изменение окружной скорости от \$u_1\$ до \$u_2\$ (соответственно на радиусах \$R_1\$ и \$R_2\$) вызывает дополнительное повышение давления вследствие действия центробежных сил.

Применяя к потоку, проходящему через колесо центробежной машины, уравнение моментов количества движения и выражения удельной работы и напора (7.3) для 1 кг рабочего тела, а также проводя ряд преобразований, можно получить

$$L_n = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = g H_T;$$

$$H_T = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}. \quad (7.7)$$

Учитывая известное соотношение гидромеханики \$p = \rho g H\$, можно получить теоретическое давление

$$p_T = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (7.8)$$

Уравнения (7.7) и (7.8) являются основными уравнениями центробежной машины и называются *уравнениями Эйлера* (1754 г.).

Из параллелограмма скоростей потока на входе и выходе рабочего колеса получим:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1;$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2;$$

$$u_1 = \omega R_1;$$

$$u_2 = \omega R_2,$$

где \$\omega\$ — угловая скорость, 1/с.

Абсолютные скорости \$c_1\$ и \$c_2\$ определяются на основе объемной производительности (подачи) нагнетателей и геометрических размеров колеса:

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1;$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2.$$

Очевидно, что полный теоретический напор \$H_T\$ и теоретическое давление \$p_T\$ равны соответственно суммам теоретического статического и динамического (скоростного) напоров и давлений:

$$H_T = H_T^{ст} + H_T^{ск};$$

$$p_T = p_T^{ст} + p_T^{ск}.$$

Влияние угла \$\beta_2\$ на напор центробежного нагнетателя. Из параллелограмма скоростей (см. рис. 7.13) на выходе по формуле (7.7) можно получить

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g} \quad \text{или} \quad H_T = A - B \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (7.9)$$

где \$A = u_2^2/g\$ и \$B = u_2 c_{2r}/g\$.

Зависимость \$H_T\$ от \$\beta_2\$ можно записать следующим образом:

$$H_T = -\infty \quad \text{при} \quad \beta_2 = 0;$$

$$H_T = u_2^2/g \quad \text{при} \quad \beta_2 = 90^\circ;$$

$$H_T = +\infty \quad \text{при} \quad \beta_2 = 180^\circ.$$

Если в уравнении (7.9) \$H_T = 0\$, \$\beta_2 = \operatorname{arccctg} u_2/c_{2r}\$.

Графическое выражение уравнения (7.9) представлено на рис. 7.14. Из графика видно, что полный теоретический напор существенно зависит от угла \$\beta_2\$, особенно при малых и больших значениях, приближающихся к нулю или \$180^\circ\$.

Практика измерения скорости потока и определение ее направления на выходе из рабочих лопаток насосов и вентиляторов показывает, что угол \$\beta_2\$ потока несколько отличается от лопастного угла \$\beta_{2л}\$, характеризующего положение конечного участка лопасти. Разность углов \$\beta_{2л}\$ и \$\beta_2\$ называют *углом скоса потока*, который определяется по формуле \$\sigma = \beta_{2л} - \beta_2\$ и составляет \$3 \dots 5^\circ\$.

В конструкциях центробежных машин различают три основных типа рабочих лопаток (рис. 7.15): если \$\beta_{2л} > 90^\circ\$, лопатка загнута вперед; при \$\beta_{2л} = 90^\circ\$, лопатка радиальна и при \$\beta_{2л} < 90^\circ\$ лопат-

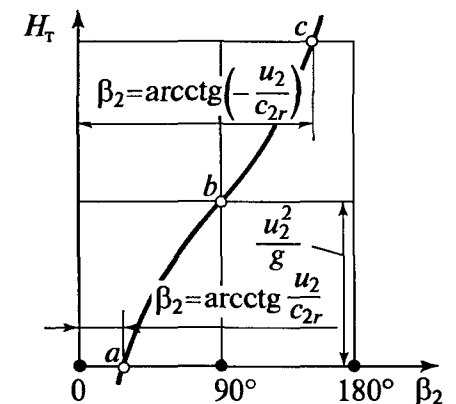


Рис. 7.14 Зависимость \$H_T\$ от угла \$\beta_2\$

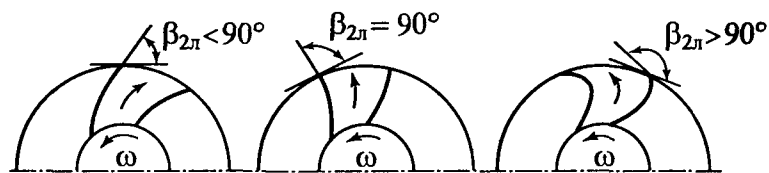


Рис. 7.15. Формы лопаток рабочего колеса нагнетателя

ка загнута назад. Значение угла $\beta_{2л}$ оказывает большое влияние на величины статической и скоростной составляющих полного теоретического напора. Установлено, что лопатки, загнутые вперед, создают наибольший полный теоретический напор в форме скоростного. При $\beta_2 = 90^\circ$ полный теоретический напор состоит из одинаковых скоростного и статического напоров. При уменьшении угла $\beta_2 \ll 90^\circ$ падает полный теоретический напор с одновременным относительным повышением величины статического напора (рис. 7.16).

В центробежных насосах применяются в основном только лопасти, отогнутые назад. Центробежные вентиляторы имеют все три типа лопастей. Центробежные компрессоры обычно имеют лопасти, отогнутые назад.

Потери энергии и КПД. Энергия, подводимая от двигателя к валу машины, больше полезной энергии, получаемой жидкостью или газом. Это объясняется тем, что в процессе преобразования энергии, осуществляемой машиной, часть механической энергии неизбежно теряется вследствие гидравлических и механических потерь и утечек.

Гидравлические потери возникают в результате гидравлического трения и вихреобразования во всей проточной части машины. Если гидравлические потери составляют h , то рабочее колесо должно развивать напор $H_T = H + h$. Оценка машины в отношении гидравлических потерь производится с помощью гидравлического КПД:

$$\eta_r = \frac{H}{H + h}$$

или

$$\eta_r = \frac{H_T - h}{H_T} = 1 - \frac{h}{H_T}$$

Большое влияние на η_r оказывают форма проточной части машины, чистота обработки внутренних поверхностей и вязкость жидкости.

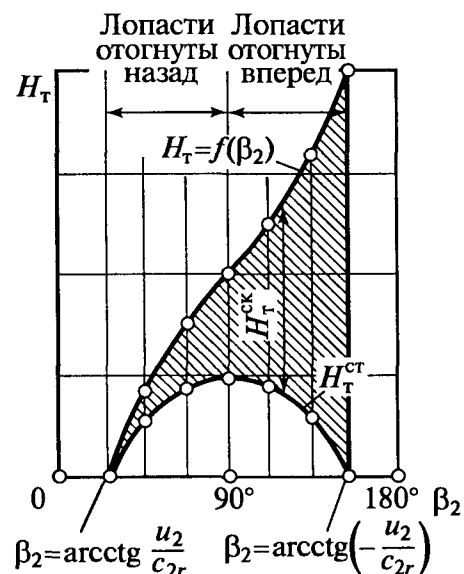


Рис. 7.16. Зависимости H_T и $H_T^{ст}$ от угла β_2

Значения гидравлического КПД современных крупных центробежных машин находятся в пределах $\eta_r = 0,8 \dots 0,96$.

Объемные потери (утечки) обусловлены протеканием жидкости (газа) через зазоры между рабочим колесом и корпусом машины из зоны повышенного давления в полость всасывания (рис. 7.17).

От потока, проходящего через рабочее колесо машины и получающего в нем приращение энергии, ответвляется часть подачи ΔQ , проходящая через зазоры во входное сечение колеса.

Если ступень центробежной машины подает в напорный трубопровод расход Q , а через зазоры циркулирует расход ΔQ , то через рабочее колесо проходит расход $Q + \Delta Q$.

Объемный КПД определяют по формуле

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + \Delta Q}$$

Объемный КПД существенно зависит от значений радиального зазора δ_r . Высокий η_o может быть получен только при малых значениях δ_r .

Значения η_o современных центробежных машин находятся в пределах $0,96 \dots 0,98$.

Полезная мощность центробежной машины определяется по формулам (7.4) и (7.5).

Внутренняя мощность машины, т.е. мощность, развиваемая рабочими лопастями, движущимися в потоке, рассчитывается по формуле

$$N_{вн} = \rho(Q + \Delta Q)g(H + h)$$

Отношение полезной мощности к внутренней называется внутренним КПД:

$$\eta_{вн} = \frac{N_{п}}{N_{вн}} = \frac{\rho g Q H}{\rho g (Q + \Delta Q)(H + h)},$$

откуда можно записать

$$\eta_{вн} = \eta_o \eta_r$$

Очевидно, что

$$N_{вн} = \frac{N_{п}}{\eta_{вн}} = \frac{MgH}{\eta_o \eta_r} \quad (7.10)$$

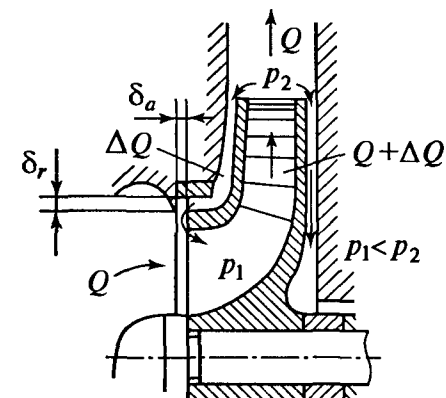


Рис. 7.17. Схема образования объемных потерь в одной ступени центробежной машины

Внутренний КПД учитывает объемные и гидравлические потери в машине, кроме потерь от дискового трения.

Мощность, подводимая от двигателя на вал машины, больше внутренней мощности из-за механического трения в подшипниках и уплотнениях вала и гидравлического (газового) трения внешних поверхностей колес.

Влияние механического и гидравлического трения может быть учтено общим механическим КПД:

$$\eta_m = N_{\text{вн}}/N. \quad (7.11)$$

Для современных центробежных машин $\eta_m = 0,92 \dots 0,95$. Значение η_m определяется механическими свойствами, конструкцией и эксплуатационным состоянием подшипников машины. Применение подшипников качения повышает η_m . Содержание подшипников в чистоте и регулярная смазка приводят к повышению η_m . Большое влияние на η_m оказывают конструкция и эксплуатационное состояние уплотнений вала машины. Несоразмерно сильная затяжка сальников насосов вредна из-за увеличения мощности трения и возможности местного нагрева и деформаций вала. На η_m оказывает влияние чистота обработки нерабочих поверхностей рабочих колес. Уменьшение шероховатости их повышает КПД машины.

Из сопоставления выражений (7.10) и (7.11) следует, что

$$N = \frac{MgH}{\eta_o \eta_r \eta_m} = \frac{MgH}{\eta}.$$

Произведение $\eta_o \eta_r \eta_m = \eta$ — это полный КПД машины. Обычно мощность на валу рассчитывают по следующим формулам:

$$N = \frac{MgH}{1000\eta}; \quad N = \frac{\rho QgH}{1000\eta}.$$

Полный КПД оценивает энергетическое совершенство машины в целом и для современных центробежных машин составляет $0,75 \dots 0,92$.

Многоступенчатые и многопоточные центробежные машины. Напор, развиваемый колесом центробежной машины, как видно из выражения (7.7), определяется произведением $u_2 c_{2u}$. Для достижения высокого напора в машине с одним колесом необходимо иметь большое значение окружной скорости. Однако окружная скорость ограничена условиями прочности колес и кавитацией: для чугунных колес она не должна превышать 40 м/с, а для стальных легированных — 300 м/с. В специальных конструкциях транспортных нагнетателей для колес из легких сплавов высокой прочности допускаются окружные скорости до 500 м/с.

В насосах, подающих воду и технические жидкости, скорость вращения, а следовательно, и напор лимитируются еще условиями возникновения кавитации.

В промышленных установках часто требуется создать высокое давление жидкости или газа. В таких случаях центробежные машины с одним рабочим колесом оказываются непригодными и их заменяют многоступенчатыми.

Многоступенчатая центробежная машина обычно представляет собой ряд одноступенчатых машин, рабочие колеса которых сидят на общем валу и соединены последовательно. Пример такой машины показан на рис. 7.18.

При последовательном включении колес полный напор машины равен сумме напоров отдельных ступеней. В большинстве случаев при подаче несжимаемых жидкостей геометрические размеры всех ступеней одинаковы и поэтому полный напор такой машины равен напору одной ступени, умноженному на число ступеней машины.

Поток жидкости (газа) поступает в рабочее колесо первой ступени машины (см. рис. 7.18), откуда, получив от лопаток некоторое количество энергии, он выбрасывается в обратный направляющий аппарат (ОНА) между первой и второй ступенями в рабочее колесо второй ступени. Из второй ступени поток направляется в третью и т.д. Обратный направляющий аппарат является характерным элементом многоступенчатой центробежной машины.

При выходе из лопаточного устройства первой ступени поток обладает значительными тангенциальными составляющими абсолютной скорости, т.е. он закручен относительно оси машины. Если такой поток будет приведен к лопастям рабочего колеса второй ступени машины, то он сможет получить приращение энергии, обусловленной лишь разностью окружных скоростей выхода и входа.

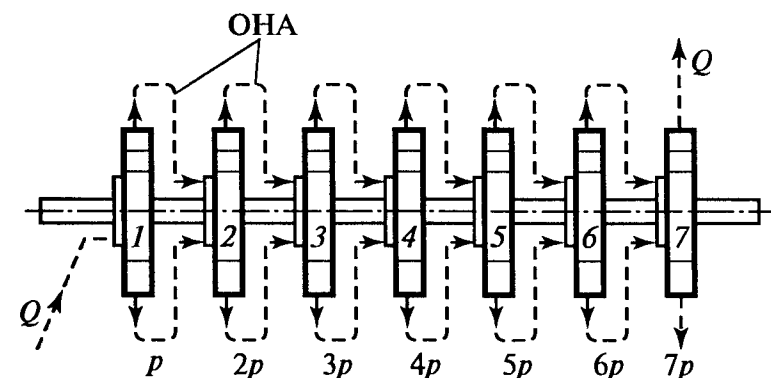


Рис. 7.18. Схема многоступенчатой центробежной машины:

1...7 — ступени

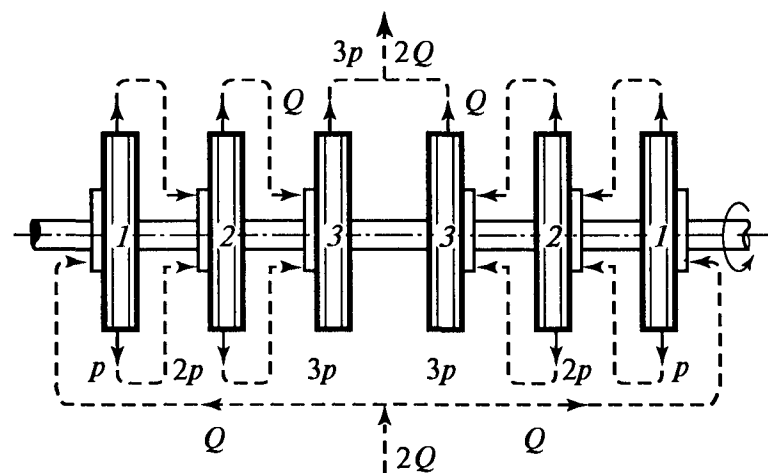


Рис. 7.19. Схема трехступенчатой (1...3 — ступени) двухпоточной машины

Если же на пути между выходом из первой ступени и входом в рабочее колесо второй ступени расположить лопаточное направляющее устройство, обеспечивающее радиальный вход в рабочее колесо второй ступени, то последнее будет работать столь же эффективно, как и рабочее колесо первой ступени, передавая жидкости удельную энергию, определяемую по выражению (7.7) при $c_{1u} = 0$.

Назначение обратного направляющего аппарата заключается в устранении закручивания потока в целях эффективной передачи энергии потоку в последующей ступени машины.

Напоры, развиваемые современными центробежными многоступенчатыми машинами, очень высоки. Например, насосы, подающие воду, создают напор до 4000 м. Имеются насосы с числом ступеней до 30.

При высоких напорах и больших подачах находят применение центробежные машины многопоточного типа со ступенями давления. Такие машины состоят из двух или четырех групп ступеней давления. В каждой группе ступени включены последовательно для повышения напора, а группы ступеней включены параллельно. В качестве примера на рис. 7.19 приведена схема работы трехступенчатой двухпоточной машины с симметричным расположением ступеней и их группы.

7.5. Действительные характеристики центробежного нагнетателя при постоянной частоте вращения

Очевидно, что каждому нагнетателю свойственны определенные значения рабочих параметров Q , H , p , N и η , зависящих от частоты вращения вала. При различных режимах работы нагнетателя рабочие параметры его различны.

Между рабочими параметрами приняты следующие соотношения:

$$\begin{aligned} H &= f(Q); \quad N = F(Q); \quad \eta = F'(Q); \\ H_{\text{ст}} &= \varphi(Q); \quad \eta_{\text{ст}} = \theta(Q). \end{aligned} \quad (7.12)$$

Эти соотношения (зависимости), представленные графически, называются характеристиками нагнетателя.

Основным видом характеристик является напорная $H = f(Q)$ при постоянной частоте вращения, получаемая при испытании нагнетателя. Заметим, что в уравнениях (7.12) аргументом является подача нагнетателя Q . При испытаниях нагнетателя в целях получения характеристик при $n = \text{const}$ изменение подачи достигается изменением степени открытия дросселя на напорной трубе.

Действительный напор, развиваемый нагнетателем, меньше теоретического H_t из-за потерь напора в проточной полости и отклонения действительной структуры потока от теоретической.

Потери напора в проточной полости нагнетателя зависят от средней скорости потока (квадратично) и, следовательно, пропорциональны квадрату подачи. Кроме того, потери напора определяются ударом и срывом потока с лопаток при отклонении режима работы нагнетателя от расчетного.

В результате характеристика действительного напора располагается ниже характеристики теоретического напора.

В зависимости от значения угла β_2 и конструкции проточной полости нагнетателя характеристика действительного напора может иметь две типичные формы.

На рис. 7.20 представлены характеристики нагнетателя, типичные для $\beta_2 > 90^\circ$. Особенностью действительной характеристики в этом случае является наличие максимума и, следовательно, неоднозначность зависимости $H = f(Q)$ в пределах напоров от H_{xx} до H_{max} . Нагнетатели с такой характеристикой, работая в интервале подач от 0 до Q' могут самопроизвольно менять подачу, переходя в неустойчивый режим, называемый помпажем. Это отрицательное свойство нагнетателей с характеристикой такого типа.

Характеристика, свойственная центробежным нагнетателям с $\beta_2 < 90^\circ$, представлена на рис. 7.21.

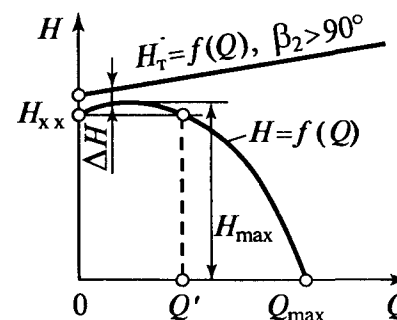


Рис. 7.20. Действительная характеристика нагнетателя при $\beta_2 > 90^\circ$

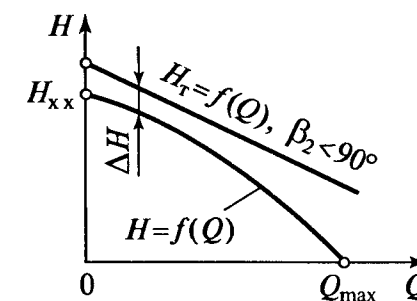


Рис. 7.21. Действительная характеристика нагнетателя при $\beta_2 < 90^\circ$

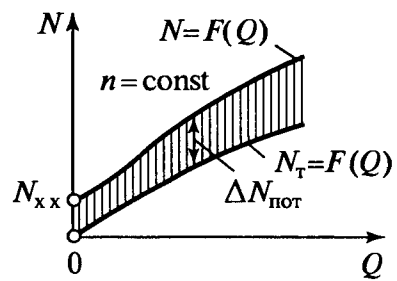


Рис. 7.22. Характеристики теоретической и действительной мощностей центробежной машины

Такая характеристика напора, называемая стабильной, обеспечивает устойчивый режим работы нагнетателя в широком диапазоне подач от 0 до Q .

Действительная мощность нагнетателя, необходимая для его привода, больше теоретической из-за затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений в проточной полости и механического трения в подшипниках и уплотнениях, поэтому характеристика действительной мощности располагается выше теоретической (рис. 7.22).

Теоретическая мощность при $Q = 0$ (при закрытом дросселе) равна нулю. Действительная мощность при $Q = 0$ называется мощностью холостого хода N_{xx} , затрачиваемой на покрытие потерь в этом режиме. Потери вызваны циркуляционными потоками в проточной полости нагнетателя, дисковым трением о жидкость (газ), механическим трением в подшипниках и уплотнениях.

По характеристике действительного напора и действительной мощности определяется КПД центробежного нагнетателя, который представляется отношением мощности, передаваемой в нем потоку, т.е. полезной мощности, к мощности, затрачиваемой на привод нагнетателя:

$$\eta = \frac{\rho Q g H}{1000 N}.$$

Пользуясь этим равенством, легко представить форму характеристики КПД при $n = \text{const}$. Если дроссель закрыт, то $Q = 0$, но нагнетатель развивает напор H , расходуя мощность холостого хода N_{xx} . При этом $\eta = 0$. При увеличении открытия дросселя напор падает и при $Q_{\max}$ достигает значения $H = 0$. В этом режиме нагнетателя $\eta = 0$. Но если функция $\eta = F'(Q)$ в некотором интервале аргумента имеет два нулевых значения, то в этом интервале η имеет максимальное значение. Таким образом, характеристика КПД при $n = \text{const}$ имеет форму, показанную на рис. 7.23.

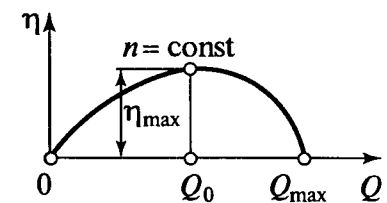


Рис. 7.23. Характеристика $\eta = F'(Q)$ центробежной машины

Режим нагнетателя, при котором КПД максимален, называют оптимальным. В этом режиме затрата мощности на привод производится с наивысшим энергетическим эффектом и наиболее экономично.

Значения напора, давления, подачи и мощности, приводимые в справочной литературе (если нет специальных оговорок) характеризуют оптимальный режим работы нагнетателя.

7.6. Подобие центробежных машин. Формулы пропорциональности

Теория подобия машин. Движение жидкостей (газов) в проточной полости машины весьма сложно, и точный расчет рабочих элементов машины представляет большие трудности. Поэтому при проектировании насосов и компрессоров широко используют опытные данные, полученные при исследовании машин, аналогичных проектируемой. Однако использование опытных данных при проектировании допустимо лишь при соблюдении законов подобия.

В современном гидромашиностроении широко применяется метод моделирования, т.е. испытания моделей, позволяющий проверить проект и внести в него практические коррективы. Модели строят, как правило, с соблюдением законов подобия.

Физические явления, протекающие в геометрически подобных пространствах, называются *подобными*, если в соответствующих точках этих пространств сходственные физические величины находятся в постоянных соотношениях. Эти соотношения называются *коэффициентами* или *масштабами подобия*.

Центробежные нагнетатели (рис. 7.24) будут подобны, если соблюдается:

геометрическое подобие этих машин, которое заключается в равенстве сходственных углов и постоянстве сходственных геометрических величин;

кинематическое подобие, которое состоит в постоянстве отношений скоростей в сходственных точках геометрически подобных машин и равенстве сходственных углов параллелограммов скоростей;

динамическое подобие, выражающееся постоянством отношений сил одинаковой природы, действующих в сходственных точках геометрически и кинематически подобных машин.

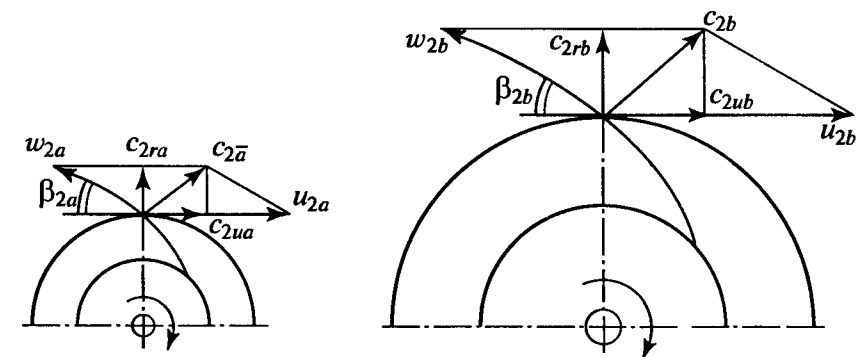


Рис. 7.24. Пример параллелограммов скоростей двух подобных центробежных машин (соответственно обозначены индексами а и б)

В практике моделирования и исследования нагнетателей применяются и *общие критерии подобия*, учитывающие влияние физических свойств жидкостей и газа на формирование подобных режимов: критерий Рейнольдса (Re), критерий Фруда (Fr), критерий Эйлера (Eu), критерий Струхала (Sh). Эти критерии применяются для оценки подобия нагнетателей, рабочий процесс которых происходит без существенного влияния факторов теплообмена.

В строгих расчетах следует учитывать влияние теплопередачи, т.е. соблюдать постоянство критериев Прандтля (Pr) и Грассгофа (Gr).

Отметим, что на практике заводы, изготавливающие центробежные машины, обычно производят серии геометрически подобных машин, т.е. машин с одинаковой аэродинамической схемой (см. рис. 7.24). Соотношения между основными параметрами машин данной серии устанавливаются также на основании теории подобия нагнетателей с помощью формул пропорциональности, которые представлены в табл. 7.1.

Применяя формулы пропорциональности, можно принимать КПД машин, работающих в подобных режимах, практически одинаковыми.

При строгих расчетах необходимо иметь в виду некоторое повышение КПД при увеличении размеров машины. Однако не следует думать, что пересчет Q , H и N по формулам пропорциональности приводит к правильным результатам независимо от условий, в которых работает центробежная машина. Работа машины определяется также свойствами трубопроводной системы, подключенной к ней, поэтому определение основных параметров Q ,

H и N машины, включенной в трубопроводную систему, должно производиться с учетом рабочих свойств последней.

Коэффициент быстроходности. Очевидно, что одни и те же значения подачи и напора могут быть получены в нагнетателях с различной частотой вращения. Естественно, что конструкция рабочих колес и всех элементов проточной части центробежного нагнетателя, равно как и их размеры, при этом меняется. Для сравнения лопастных насосов различных типов пользуются коэффициентом быстроходности, объединяя группы рабочих колес по принципу их геометрического и кинематического подобия.

Коэффициентом быстроходности (удельной частотой вращения) n' называется частота вращения вала нагнетателя, геометрически подобного данному, но имеющему подачу $Q' = 1 \text{ м}^3/\text{с}$, удельную работу $L' = gH' = 1 \text{ Дж/кг}$ и развивающему напор $H' = 0,102 \text{ м}$ в режиме максимального КПД. Решая уравнения из соотношения формул пропорциональности, получим

$$n' = n \sqrt{Q} / gH^{3/4}.$$

Численные значения удельной частоты вращения для подобных нагнетателей одинаковы, поэтому n' является характеристическим коэффициентом для геометрически подобных нагнетателей, выпускаемых заводом.

В практике насосостроения до настоящего времени употребляется понятие коэффициента быстроходности n_s как размерной величины, отнесенной к единичным величинам $H' = 1 \text{ м}$ и $N' = 1 \text{ л.с.} = 0,736 \text{ кВт}$.

Из условий подобия получим

$$n_s = 3,65n \sqrt{Q} / H^{3/4}. \tag{7.13}$$

Коэффициенты быстроходности определяются величинами n , Q и H и при заданном значении n в процессе регулирования подачи могут принимать значения от 0 до ∞ .

Для характеристики нагнетателя вычисляют его коэффициент быстроходности по значениям n , Q , H , относящимся к режиму с максимальным КПД.

Коэффициент быстроходности n_s для различных типов насосов имеет следующие значения:

Ротационные и поршневые	≤ 40
Вихревые	10... 40
Центробежные	40... 300
Диагональные	300... 600
Осевые	600... 1200

При помощи коэффициента быстроходности, вычисленного по формуле (7.13), можно выбирать тип нагнетательной машины для работы с заданными параметрами Q , H и n .

Таблица 7.1

Формулы пропорциональности

Изменение параметров Q , H , p , N			
при изменении n	при изменении D_2	при изменении ρ	при изменении n , D_2 и ρ
$Q_a = Q_b \frac{n_a}{n_b}$	$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3}$	$Q_a = Q_b$	$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3} \frac{n_a}{n_b} \frac{\eta_{0a}}{\eta_{0b}}$
$H_a = H_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$	$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$H_a = H_b$	$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \frac{n_a^2}{n_b^2} \frac{\eta_{ra}}{\eta_{rb}}$
$p_a = p_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$	$p_a = p_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$p_a = p_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$p_a = p_b \frac{\rho_a}{\rho_b} \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \frac{n_a^2}{n_b^2} \frac{\eta_{ra}}{\eta_{rb}}$
$N_a = N_b \frac{n_a^3}{n_b^3}$	$N_a = N_b \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5}$	$N_a = N_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$N_a = N_b \frac{\rho_a}{\rho_b} \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5} \frac{n_a^3}{n_b^3} \frac{\eta_b}{\eta_a}$

Для оценки конструктивного типа вентиляторов ЦАГИ предложил полагать в качестве коэффициента быстроходности частоту вращения вентилятора данного типа, обеспечивающего в режиме максимального КПД подачу газа $Q' = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ при условном давлении $p' = 30 \text{ кг/м}^2$.

Используя условия подобия, получим

$$n_s = n\sqrt{Q}/H^{3/4},$$

где H — напор, м, при плотности $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

В заключение следует обратить внимание на то, что коэффициент быстроходности пропорционален частоте вращения насоса n . Повышение частоты вращения, как правило, ведет к уменьшению размеров и массы насоса и приводного двигателя. Таким образом, повышение коэффициента быстроходности насоса при заданных значениях подачи и напора экономически выгодно.

7.7. Регулирование подачи центробежных нагнетателей

Общие сведения. Процесс эксплуатации нагнетательных (центробежных) машин постоянно требует изменения подачи (производительности) при выполнении заданного графика расходов.

Процесс изменения подачи нагнетателя называется его регулированием. При регулировании нагнетателя, как показывают его рабочие характеристики (см. рис. 7.20...7.23), изменяются основные рабочие параметры Q , H , N , η . Так, например, насосы и вентиляторы, выполняя заданный график расходов, должны создавать переменное давление, определяемое потребителем и гидравлическими свойствами сети трубопроводов.

Компрессоры в некоторых случаях работают с переменным значением Q , но должны обеспечивать постоянное давление в пневмоприемниках — пневматическом инструменте и воздушных молотах. В других случаях они должны работать с почти постоянным расходом, но при переменном давлении (доменный процесс, подача дутья в вагранки и т. п.).

Рассмотрим различные способы регулирования нагнетателей.

Дроссельное регулирование при $n = \text{const}$. Пусть нагнетатель (насос динамического типа) включен в сеть, как это показано на рис. 7.25, а. На графике (рис. 7.25, б) нанесем характеристики сети и насоса при $n = \text{const}$. Предполагаем, что дроссель полностью открыт, а режим работы этой гидросистемы — установившийся (стационарный). Это возможно только в случае, когда напор, развиваемый нагнетателем, равен напору в сети. Это условие соблюдается только в точке α пересечения характеристик напора нагнетателя и сети. Точка α определяет стационарный ре-

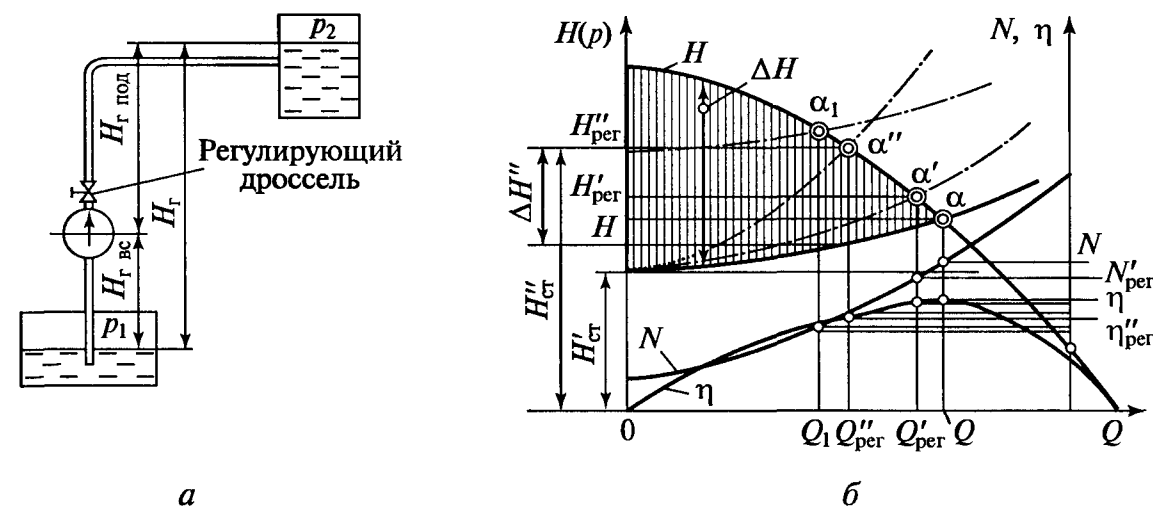


Рис. 7.25. Дроссельное регулирование центробежной машины:
а — схема установки; б — изменение основных параметров H , N и η в зависимости от Q

жим работы гидросистемы, т.е. ее рабочие параметры Q , H , N , η при полностью открытом дросселе.

Прикрывание дросселя вызывает увеличение сопротивления сети; характеристика сети смещается вверх, а рабочая точка α передвигается в новое положение, например α' , определяя новые значения параметров $Q'_{\text{рег}}$, $H'_{\text{рег}}$, $N'_{\text{рег}}$, $\eta'_{\text{рег}}$. Дальнейшим прикрыванием дросселя можно получать новые режимы и новые положения рабочей точки α'' и т. д.

Наибольшая подача достигается при полностью открытом дросселе, следовательно, дроссельное регулирование применяется для уменьшения подачи.

Из графика видно, что дросселирование уменьшает мощность нагнетателя, но вместе с тем повышает долю энергии, расходуемой на регулирование, поэтому оно неэкономично. Например, при регулировании подачи до $Q'_{\text{рег}}$ напор, непроизводительно затрачиваемый в дросселе, определяется отрезком $\Delta H''$ ординаты, а теряемая при этом мощность

$$\Delta N = \rho Q'_{\text{рег}} g \Delta H''_{\text{рег}} / (1000 \eta'_{\text{рег}}).$$

Энергетическая эффективность этого способа регулирования центробежных нагнетателей низка, однако из-за простоты он широко распространен.

При указанном способе регулирования нагнетателей для жидкостей дроссель располагают на напорной трубе. Если поместить его на всасывающей трубе, то при дросселировании давление на входе в насос будет понижаться и возникающие при этом кавитационные явления будут нарушать нормальную работу насоса. В на-

гнетателях, подающих газы, дроссель может располагаться на входном и выходном патрубках.

Регулирование изменением частоты вращения вала нагнетателя при $n = \text{var}$. В тех случаях, когда имеется возможность изменять частоту вращения вала двигателя, целесообразно регулировать подачу изменением частоты вращения.

Пусть центробежная машина, включенная по схеме, приведенной на рис. 7.25, *a*, работает при $n_1 < n_2 < n_3 < n_4$.

Нанесем на график (рис. 7.26) напорные характеристики динамического нагнетателя с частотами $n_1 \dots n_4$ и характеристику сети *C*. Очевидно, что точки пересечения напорных характеристик нагнетателя с характеристикой сети, обозначенные на рисунке α_1 , α_2 , α_3 и α_4 , определяют режимы работы нагнетателя при частотах n_1 , n_2 , n_3 и n_4 .

Из рис. 7.26 видно, что изменением частоты вращения могут быть получены разные подачи $Q'_{\text{рег}}$, $Q''_{\text{рег}}$, $Q'''_{\text{рег}}$ и $Q''''_{\text{рег}}$ и соответствующие напоры. Мощности и КПД могут быть определены из соответственных характеристик по значениям $Q'_{\text{рег}} \dots Q''''_{\text{рег}}$. Регулирование подачи этим способом от номинальной частоты, например n_3 , может проводиться как для увеличения, так и для уменьшения подачи.

При регулировании изменением значения n дроссель открыт полностью, сопротивление его незначительно и нет затрат мощности в нагнетателе непосредственно на осуществление регулирования. Поэтому такой способ регулирования по затратам энергии на привод значительно выгоднее дроссельного.

Известно, что для привода нагнетателей ограниченной мощности применяются асинхронные короткозамкнутые электродвигатели, у которых частота вращения практически постоянна и регулироваться не может. Поэтому регулирование нагнетателей

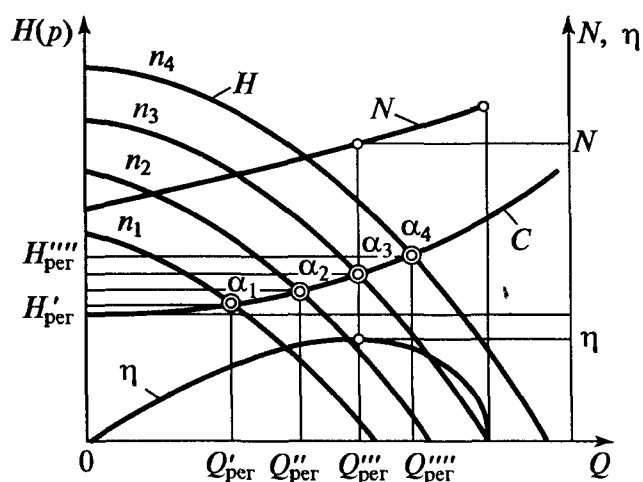


Рис. 7.26. График регулирования центробежной машины изменением частоты вращения

изменением значения n в предшествующие годы широкого распространения не получило.

Для привода крупных нагнетателей большой мощности (насосы, турбокомпрессоры) применяются электродвигатели со ступенчатой или плавной регулировкой частоты вращения.

В последние годы все большее применение находит способ использования автоматизированного электропривода с регулированием частоты вращения с помощью тиристорных преобразователей частоты (ТПЧ).

На некоторых нагнетателях большой мощности находят применение установки со ступенчатым регулированием частоты вращения и дроссельным регулированием до необходимого значения подачи. Этот способ получил название смешанного регулирования.

Регулирование направляющим аппаратом на входе в рабочее колесо. В нагнетателях большой мощности — вентиляторах, компрессорах и в редких случаях в насосах — применяется особый способ регулирования подачи направляющим лопаточным аппаратом, который располагается перед входом в рабочее колесо нагнетателя.

Этот способ основан на уравнении Эйлера (7.7). Второй член правой части этого уравнения оценивает влияние тангенциальной составляющей c_{1u} абсолютной скорости, т.е. закрутки потока при входе, на напор, развиваемый нагнетателем, и, следовательно, на его подачу. Значение c_{1u} определяется углом входа потока в межлопастные каналы рабочего колеса, поэтому, изменяя угол входа специальными поворотными лопатками, получим различные значения Q , т.е. возможность регулировать нагнетатель.

На рис. 7.27, *a* показана конструктивная схема осевого направляющего аппарата центробежного вентилятора. Рисунок 7.27, *б* дает представление о радиальном направляющем аппарате.

Из рис. 7.27, *a* видно, что конструкция осевого направляющего аппарата на входе более удобна при осевом подводе потока к машине (вентиляторы типа ВД). Осевые направляющие аппараты следует располагать в непосредственной близости от входа в колесо (чем ближе, тем лучше). Только в этом случае достигается эффективное регулирование.

На рис. 7.28 показано изменение характеристик нагнетателя при данном способе регулирования. Они соответствуют трем различным положениям направляющего аппарата. Эти кривые обозначены соответственно через H_1 , H_2 , H_3 , N_1 , N_2 и N_3 . При работе центробежной машины на заданную систему трубопроводов с характеристикой *C*, показанной на графике, получаются режимные точки α_1 , α_2 и α_3 , определяющие подачи (расходы Q_1 , $Q_{\text{рег}2}$, $Q_{\text{рег}3}$). Мощности N_1 , $N_{\text{рег}2}$, $N_{\text{рег}3}$, потребляемые при этом, определяют точки *I*, *II* и *III*. Соединив плавной линией точки *I*, *II* и *III*,

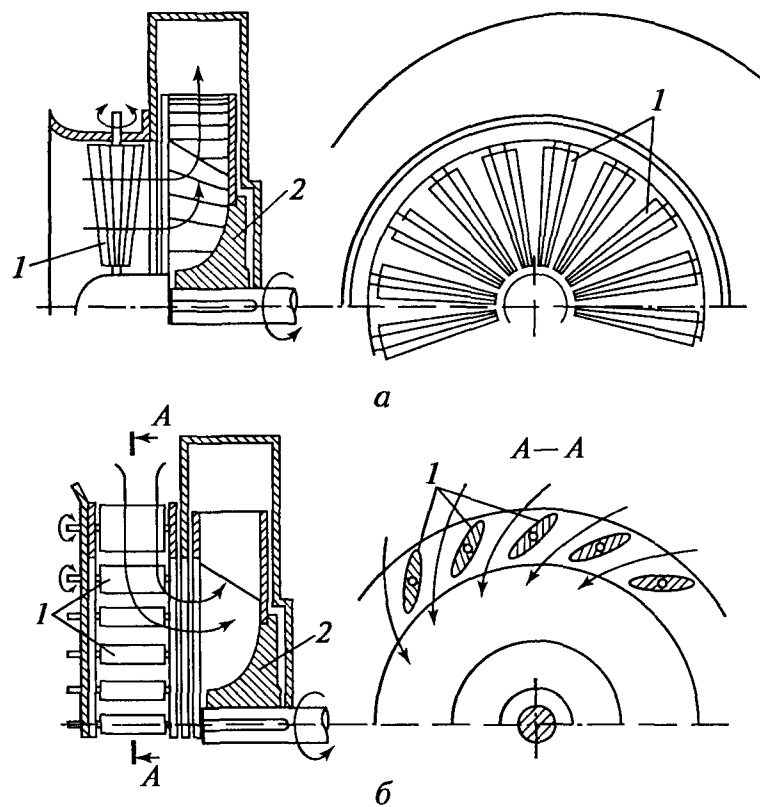


Рис. 7.27. Конструктивная схема центробежной машины:

а — с осевым направляющим аппаратом на входе; б — с радиальным направляющим аппаратом на входе; 1 — направляющие лопатки; 2 — рабочее колесо

получим линию изменения мощности машины при регулировании ее подачи направляющим аппаратом на входе. Эта линия лежит ниже линии мощности N_1 , что указывает на уменьшение потребления энергии при регулировании направляющим аппаратом на входе по сравнению с потреблением энергии при дроссельном регулировании при $n = \text{const}$.

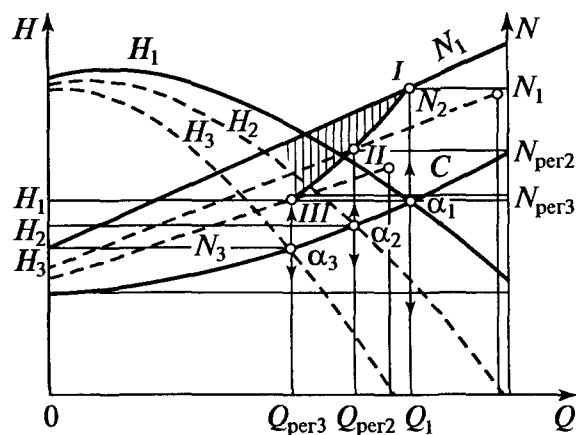


Рис. 7.28. График регулирования подачи нагнетателя направляющим аппаратом на входе

7.8. Сводные графики полей (зон) рабочих характеристик нагнетателей

При регулировании нагнетателей изменяется их КПД. Работа машины с низким КПД невыгодна, поэтому допустимые отклонения КПД от его максимального значения регламентированы государственными стандартами или ведомственными нормами. Для насосов допустимы режимы с КПД, отличающиеся на 7 % от максимального значения, вентиляторы должны работать в соответствии с требованиями государственного стандарта так, чтобы КПД был не ниже $0,9 \eta_{\max}$.

Если на характеристике нагнетателя выделить участок с КПД не ниже допустимого, то получим область, называемую рабочей зоной нагнетателя.

Рассмотрим построение рабочих зон при различных способах регулирования нагнетателей.

Пусть нагнетатель регулируется изменением частоты вращения от $n_{\min}$ до $n_{\max}$ (рис. 7.29). Покажем на графике характеристики $H=f(Q)$ для $n_{\min}$ и $n_{\max}$ и проведем линии $\eta_{\min} = \text{const}$ и $\eta_{\max} = \text{const}$. Этими линиями в графике выделяется заштрихованная площадь $a-b-c-d$, представляющая собой поле подач и напоров нагнетателя, удовлетворяющее условию $\eta \geq \eta_{\min}$, где $\eta_{\min}$ — минимально допустимое значение КПД.

В случаях регулирования дросселем на напорной стороне связь между подачей (расходом, производительностью) и напором нагнетателя выражается графически по уравнению $H = f(Q)$ единственной линией (рис. 7.30). Очевидно, что минимально допустимое значение КПД определяет участок ab напорной характеристики, для всех точек которого $\eta \geq \eta_{\min}$. Следовательно, при $n =$

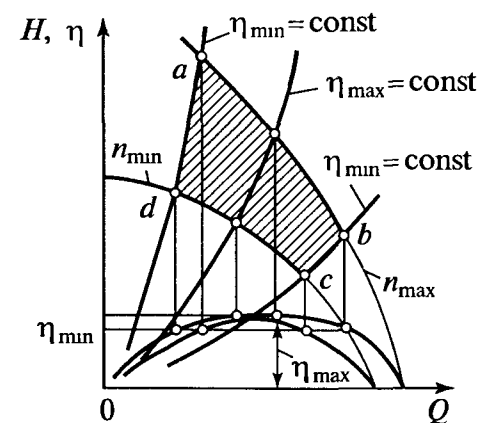


Рис. 7.29. Построение поля характеристики машины с регулируемой частотой вращения

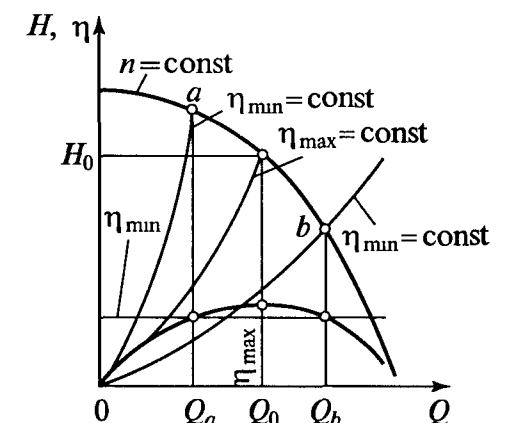


Рис. 7.30. Построение поля характеристики машины с дроссельным регулированием

= const и регулировании дросселем поле рабочих параметров нагнетателя представляется участком ab напорной характеристики.

В практике эксплуатации для расширения области применения динамических нагнетателей для жидкости — центробежных насосов — применяют обрезку рабочих колес. Обрезкой называют уменьшение наружного диаметра D_2 рабочего колеса путем его обточки на токарном или карусельном станке. При этом геометрическое подобие нарушается, поэтому условия подобия и формулы пропорциональности для пересчета параметров при обрезке применять нельзя.

Опыт показывает, что обрезка приводит к следующим соотношениям между рабочими параметрами:

$$\frac{Q_{\text{обр}}}{Q} = \frac{D_{2\text{обр}}}{D_2}; \quad \frac{H_{\text{обр}}}{H} = \frac{D_{2\text{обр}}^2}{D_2^2}; \quad \eta = \text{const}. \quad (7.14)$$

Из этих равенств, исключив диаметры, получим $H = aQ^2$, т.е. режимы, удовлетворяющие условиям (7.14), определяются законом квадратичной параболы.

На рис. 7.31 показано построение рабочих зон характеристик центробежного насоса с учетом обрезки:

$$\frac{D_2 - D_{2\text{обр}}}{D_2} \approx 0,1.$$

Если дана характеристика $H = f(Q)$ с необрезанным колесом диаметра D , то условие $\eta \geq \eta_{\min}$ определяет рабочую зону ab насоса до обрезки. Задавшись значением $D_{2\text{обр}}$, а также зная D_2 и параметры Q и H для точек a и b , можно определить величины $Q_{\text{обр}}$ и $H_{\text{обр}}$, пользуясь соотношениями (7.14).

Таким образом определилась зона рабочих параметров насоса данного типа и размера (заштрихованная площадь $a-b-c-d$).

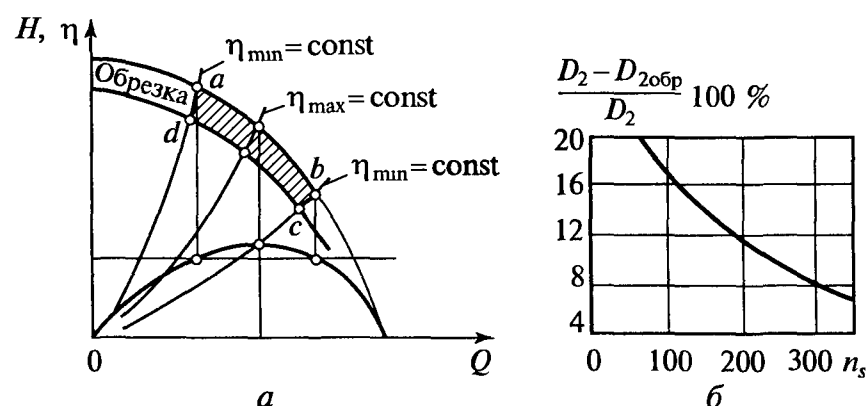


Рис. 7.31. Построение поля характеристик насоса при обрезке рабочего колеса (а) и зависимость допустимой обрезки колеса от коэффициента быстроходности (б)

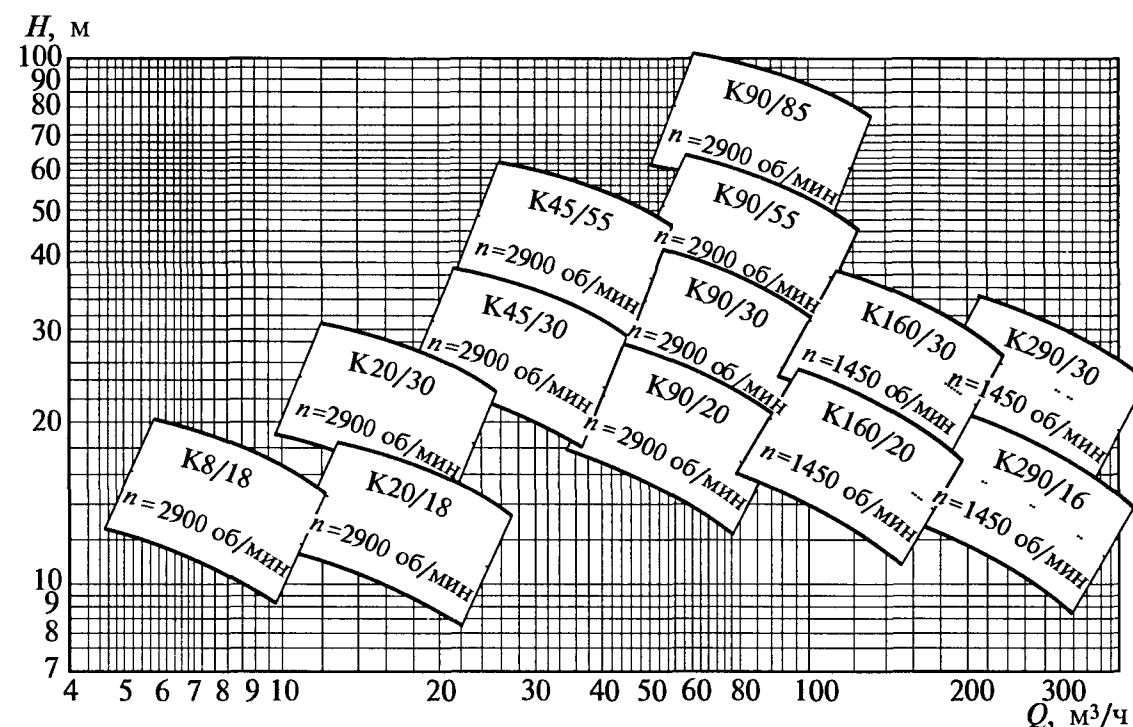


Рис. 7.32. Сводные графики, определяющие рабочие зоны центробежных консольных насосов типа К и КМ

Колеса центробежных насосов допускают без заметного понижения КПД тем большую обрезку, чем меньше их быстроходность n_s . Максимальная обрезка составляет 10...15 %.

Если в координатную систему Q, H внести поля (рабочие зоны) подач и напоров разных типов насосов при различных их размерах и допустимой обрезке, можно получить сводные графики полей рабочих параметров. В качестве примера на рис. 7.32 представлены свободные графики $H = f(Q)$ для центробежных консольных насосов типа К и КМ.

На основе аналогичных рассуждений можно создать сводные графики вентиляторов различных типов, регулируемых входными направляющими аппаратами.

Сводные графики удобны для выбора нагнетателей в процессе проектирования насосных, вентиляторных и компрессорных установок.

При выборе нагнетателей для работы в определенных эксплуатационных условиях на основании технологического процесса, в который включены нагнетатели, и расчета сети трубопроводов должны быть заданы необходимые значения подачи Q и напора H (или давления p).

Пользуясь заданными значениями Q и H , на сводном графике машин находят точку, попадающую в поле рабочих параметров определенного типоразмера машины с определенной частотой вращения (см. рис. 7.32).

7.9. Параллельное и последовательное соединения нагнетателей

В зависимости от условий эксплуатации и производственного назначения нагнетатели могут работать группами на общую трубопроводную сеть.

При групповой установке нагнетателей применяются два способа их соединения для совместной работы: параллельное и последовательное. Возможно и комбинированное соединение.

Параллельное соединение нагнетателей применяется при ограниченной подаче отдельных нагнетателей для покрытия неравномерного графика потребления сети с высокими расходами.

На рис. 7.33, а показана схема установки с тремя параллельно соединенными динамическими насосами. При параллельном соединении нагнетателей полная подача группы представляется суммой подач отдельных нагнетателей и выполняется так, чтобы имелась возможность выключения из работы любого нагнетателя.

Параллельное соединение дает большие удобства в процессе регулирования подачи группой нагнетателей путем отключения отдельных нагнетателей и регулирования подачи любого из них.

Если система, состоящая из нагнетателей и трубопроводной сети, не имеет значительной емкости, аккумулирующей расходы, и работает на покрытие суточного графика с переменными расходами (рис. 7.33, б), то в любой момент времени нагнетатели должны

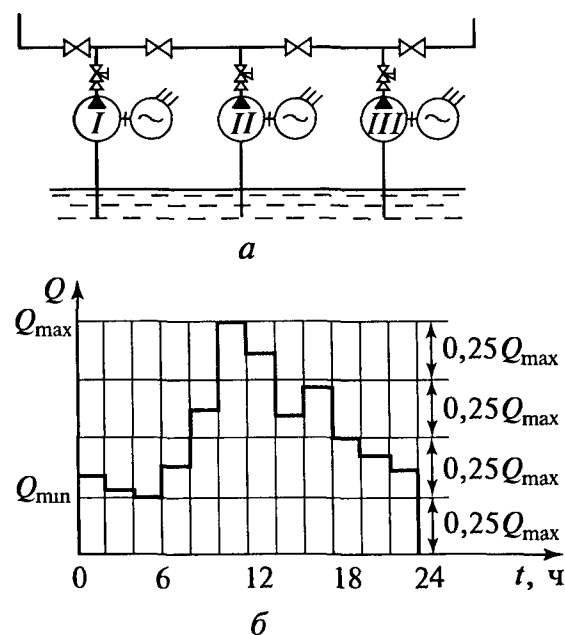


Рис. 7.33. Схема установки параллельно работающих насосов I... III (а) и суточный график подач установки центробежных насосов (б)

давать в сеть подачу, равную расходу в сети. В пиковой части графика нагнетатели должны обеспечивать подачу $Q_{\max}$, в провалах графика $Q_{\min}$.

Если установка состоит из одного нагнетателя, то нагнетатель должен быть выбран на расход $Q_{\max}$ и иметь возможность глубокого регулирования до подачи $Q_{\min}$. Регулирование расхода связано с потерями энергии, и такой насос будет иметь низкий эксплуатационный КПД. Перерывы в подаче в сеть недопустимы, поэтому на случай аварии в установке должен иметься второй насос с подачей не менее $Q_{\max}$, т.е. резерв будет составлять 100 %. Следовательно, при неравномерном графике расходов установка с одним ра-

бочим насосом невыгодна из-за высокой стоимости резерва и больших потерь энергии при эксплуатации.

Если принять к установке два насоса, то резерв будет снижен до 50 % и эксплуатационная эффективность будет повышена.

В целом увеличение количества рабочих нагнетателей уменьшает резерв и до определенного предела увеличивает эффективность эксплуатации.

На рис. 7.34, а представлена схема двух центробежных насосов при параллельном соединении, их напорные характеристики H_I и H_{II} и общая характеристика, которая без учета сопротивления соединительных трубопроводов получается путем сложения абсцисс характеристик отдельных насосов для постоянных ординат $H_i = \text{const}$. Точка пересечения общей характеристики с характеристикой системы H_c определяет рабочую точку параллельно работающих насосов. Очевидно, что

$$Q_{I+II} < Q_I + Q_{II},$$

т.е. суммарный расход параллельно работающих насосов меньше суммы расходов каждого насоса при индивидуальной работе на ту же сеть.

Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике системы (сети), что подтверждается сравнением расходов в сети H_c и H'_c .

Последовательное соединение нагнетателей применяется для повышения напора, развиваемого установкой в целом. В этом случае выходное отверстие первого по ходу жидкости (газа) нагнетателя соединится трубопроводом с входом последующего нагнетателя.

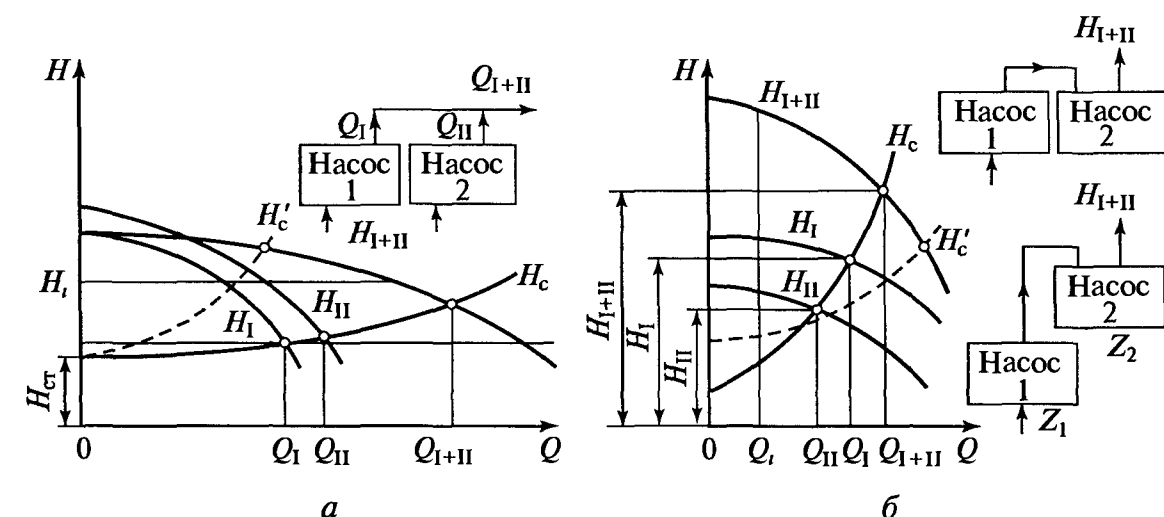


Рис. 7.34. Характеристики совместной работы насосов:

а — при параллельном соединении, б — при последовательном соединении

Массовые подачи нагнетателей, если нет утечек и отборов, в этом случае одинаковы. Для насосов, подающих жидкость с плотностью $\rho = \text{const}$, одинаковы и объемные подачи.

На рис. 7.34, б представлена схема двух центробежных насосов при последовательном соединении, их напорные характеристики H_I и H_{II} и общая характеристика H_{I+II} . Общая напорная характеристика строится путем суммирования ординат характеристик отдельных насосов при $Q_i = \text{const}$. Точка пересечения общей характеристики системы (сети) H_c определяет рабочую точку последовательно соединенных насосов. Очевидно, что

$$H_{I+II} < H_I \text{ и } H_{II},$$

т. е. суммарный напор последовательно соединенных насосов меньше суммы напоров каждого насоса при индивидуальной работе на ту же сеть.

Последовательное соединение насосов экономически себя оправдывает при крутых характеристиках системы с малым значением H_{ct} , что подтверждается сравнением напоров в сети H_c и H'_c .

Из рис. 7.34, б следует, что при последовательном соединении увеличивается как суммарный напор, так и несколько увеличивается общий расход Q_{I+II} . Это положение легко объяснить энергетически: включение второго насоса последовательно к первому увеличивает энергию потока, и для равновесного, устойчивого состояния системы должна соответственно возрасти энергия, затрачиваемая в общем трубопроводе на выходе из второго насоса, а это возможно только при увеличении подачи и напора установки.

7.10. Центробежные насосы

Общее устройство. Основным и наиболее распространенным типом динамических насосов являются лопастные центробежные насосы. В настоящее время выработаны типовые конструкции лопастных насосов, обеспечивающих широкий диапазон подач и напоров, требуемых промышленностью, транспортом, коммунальным и сельским хозяйством страны. Во многих случаях требуются специальные конструкции насосов, удовлетворяющие особым условиям производства и технологии: химические и нефтяные насосы, насосы для подачи жидкостей, содержащих мелкодисперсные взвеси и грубо раздробленные твердые вещества, шламы и канализационные жидкости и т. п.

В состав конструкции центробежного насоса входят следующие основные части: корпус (монокорпус или состоящий из отдельных секций), рабочие колеса, вал с крепежными деталями колес, защитные и дистанционные втулки, диафрагмы, направляющие

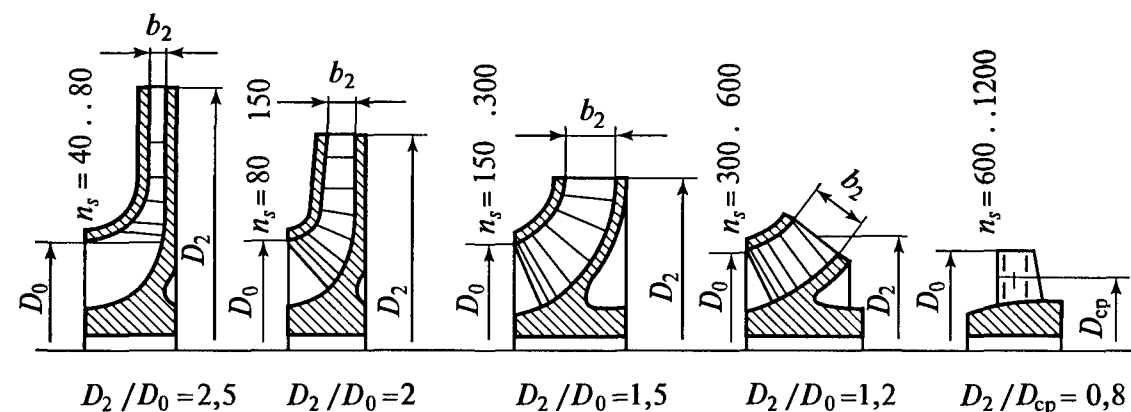


Рис. 7.35. Влияние коэффициента быстроходности на форму рабочего колеса насоса

аппараты, подшипники, уплотнения, крепежные болты, диск гидропаты (в некоторых конструкциях).

Рабочие колеса могут иметь различную форму, определяемую значением коэффициента быстроходности насоса (рис. 7.35). Рабочие колеса насосов общего назначения для подачи чистой воды и неагрессивных жидкостей с температурой до 353 К отливают из серого чугуна. Питательные насосы котлов высокого давления подают воду высокой температуры при высокой частоте вращения; рабочие колеса таких насосов выполняются литыми из сталей высокой прочности, легированных никелем и хромом. Колеса насосов, подающие абразивные жидкости — золовые, грунтовые и шлаковые смеси, — выполняются отливкой из белого чугуна, хорошо противостоящего истиранию. Насосы, перекачивающие химические вещества, имеют колеса, выполненные из специальных сплавов, керамики и пластмасс.

Для повышения гидравлического КПД насоса литые поверхности должны иметь незначительную шероховатость.

В насосах применяются подшипники различных конструкций. Насосы малой мощности имеют подшипники качения — шариковые и роликовые — нормальных типов. Смазка обычно применяется консистентная (солидол различных марок) и реже жидкое масло, подаваемое насосом из ванны в корпусе насоса.

Мощные насосы высокого давления и подачи выполняются с подшипниками скольжения. Смазка обычно применяется кольцевая, в особо ответственных случаях — принудительная подача масла специальным насосом через маслоохладящую систему.

Конструкции центробежных насосов. В теплоэнергетике и различных отраслях промышленности применяются центробежные насосы, разнообразные по основным параметрам и конструкциям. Это вызвано различием условий работы и эксплуатационных требований.

Обозначения и маркировка насосов общего назначения, за исключением специальных конструкций, определены государственным стандартом.

ГОСТ определяет группу центробежных многоступенчатых насосов секционного типа для чистой воды с подачей от 6 до 1000 м³/ч и напором от 40 до 2000 м.

Обозначение насоса включает три буквы: Ц — центробежный, Н — насос, С — секционный; и два числа: первое — подача насоса Q , м³/ч, второе — напор H , м ст. жидкости. Например, ЦНС-22-88 означает: центробежный насос секционного типа с подачей 22 м³/ч и напором 88 м.

ГОСТ также определяет тип центробежных насосов с двусторонним входом, обозначаемым буквой Д. Подача и напор обозначаются в марке, так же как и в секционных насосах. Например: Д-2000-100 означает: центробежный насос двустороннего входа с подачей 2000 м³/ч и напором 100 м. Насосы типа Д охватывают область подачи от 200 до 12 500 м³/ч и напора до 100 м. КПД этих насосов составляет до 92 %.

Применительно к теплоэнергетике все центробежные насосы могут быть разделены на следующие группы:

- для чистой воды, одноступенчатые и многоступенчатые;
- конденсатные;
- питательные;
- для кислых сред;
- для подачи смесей жидкостей и твердых частиц.

Насосы для чистой воды применяются для хозяйственного, технического и противопожарного водоснабжения электрических станций и промышленных предприятий. Они бывают одноступенчатыми и многоступенчатыми.

Простейшим типом одноступенчатого насоса является консольный насос, обозначаемый буквой К. Продольный разрез такого насоса и его внешний вид представлены на рис. 7.36. Характерной особенностью насоса является расположение рабочего колеса на консоли вала, вращающегося в двух широко расставленных шариковых подшипниках. Корпус насоса спиральный, с осевым подводом жидкости. Сальник здесь имеется только на стороне подачи. Насосы этого типа рассчитаны на производительность 10...360 м³/ч, создают напоры в пределах 15...80 м вод. ст. Частота вращения составляет 1450...2950 об/мин, диаметр рабочих колес 132...328 мм, полный КПД — в пределах 50...84 %.

В последние годы широкое распространение получили моноблочные насосы типа АК, АЦМК, АЦМЛ и автоматизированные насосные установки АНУ для промышленного и коммунального назначения с аналогичными параметрами по подаче и напору.

Продольный разрез и внешний вид насоса типа Д представлен на рис. 7.37.

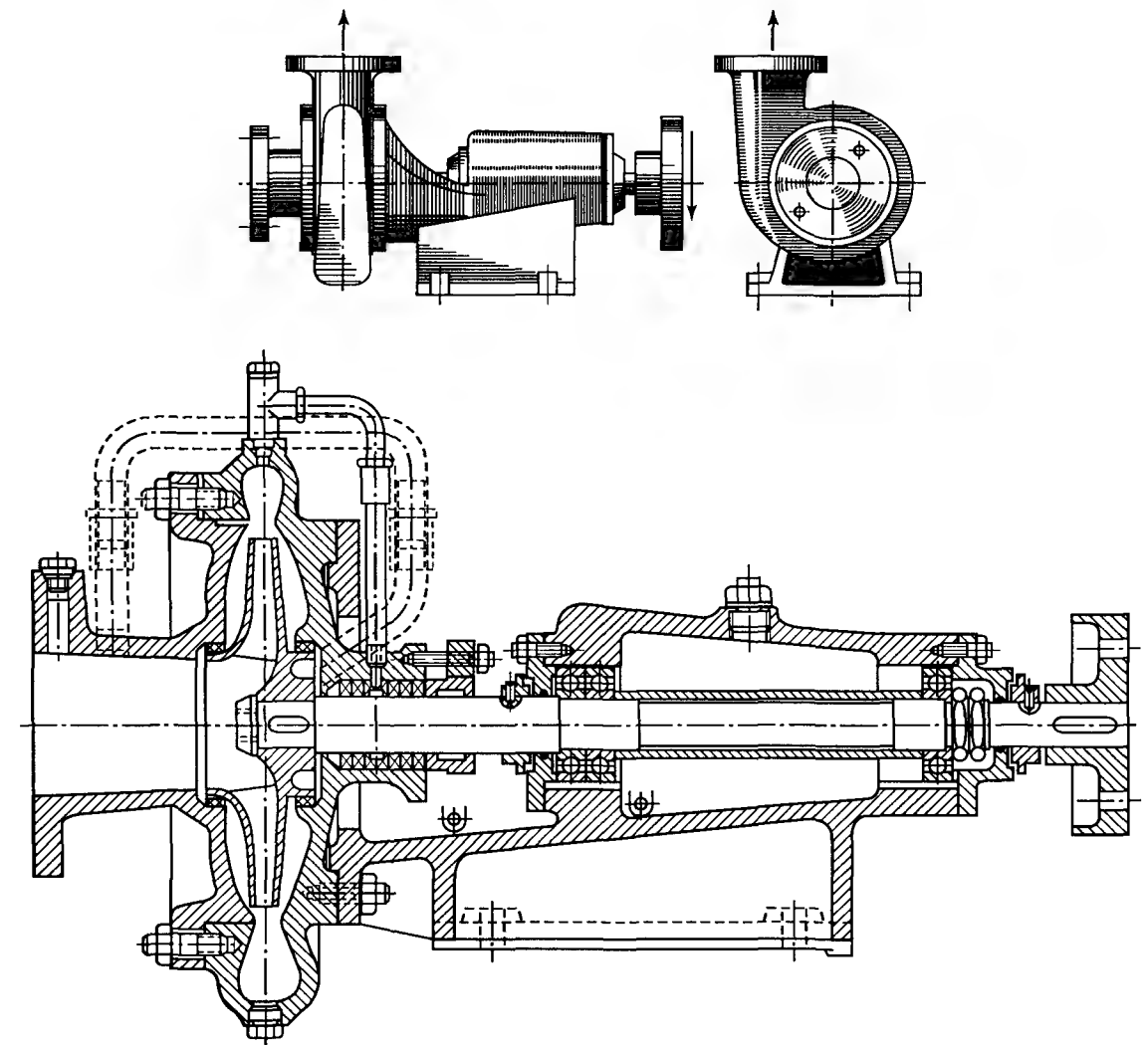


Рис. 7.36. Центробежный насос типа К с напорным патрубком, обращенным вверх

Насосы типа Д характеризуются двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу, спиральной безлопаточной формой направляющих аппаратов и присоединением всасывающего и напорного патрубков к нижней половине корпуса при горизонтальной плоскости его разъема.

Насосы этого типа имеют следующие основные параметры: подача 90...12 500 м³/ч, напор 10...102 м вод. ст., частота вращения 730...2950 об/мин, диаметр рабочих колес 265...900 мм, полный КПД — 64...92 %.

Многоступенчатые насосы представлены тремя основными группами: секционные насосы типа С (секционные насосы с колесами одностороннего входа), насосы с колесами одностороннего входа и горизонтальным разъемом корпуса, насосы с первым колесом двустороннего входа и остальными колесами одностороннего входа и горизонтальным разъемом корпуса. Многосту-

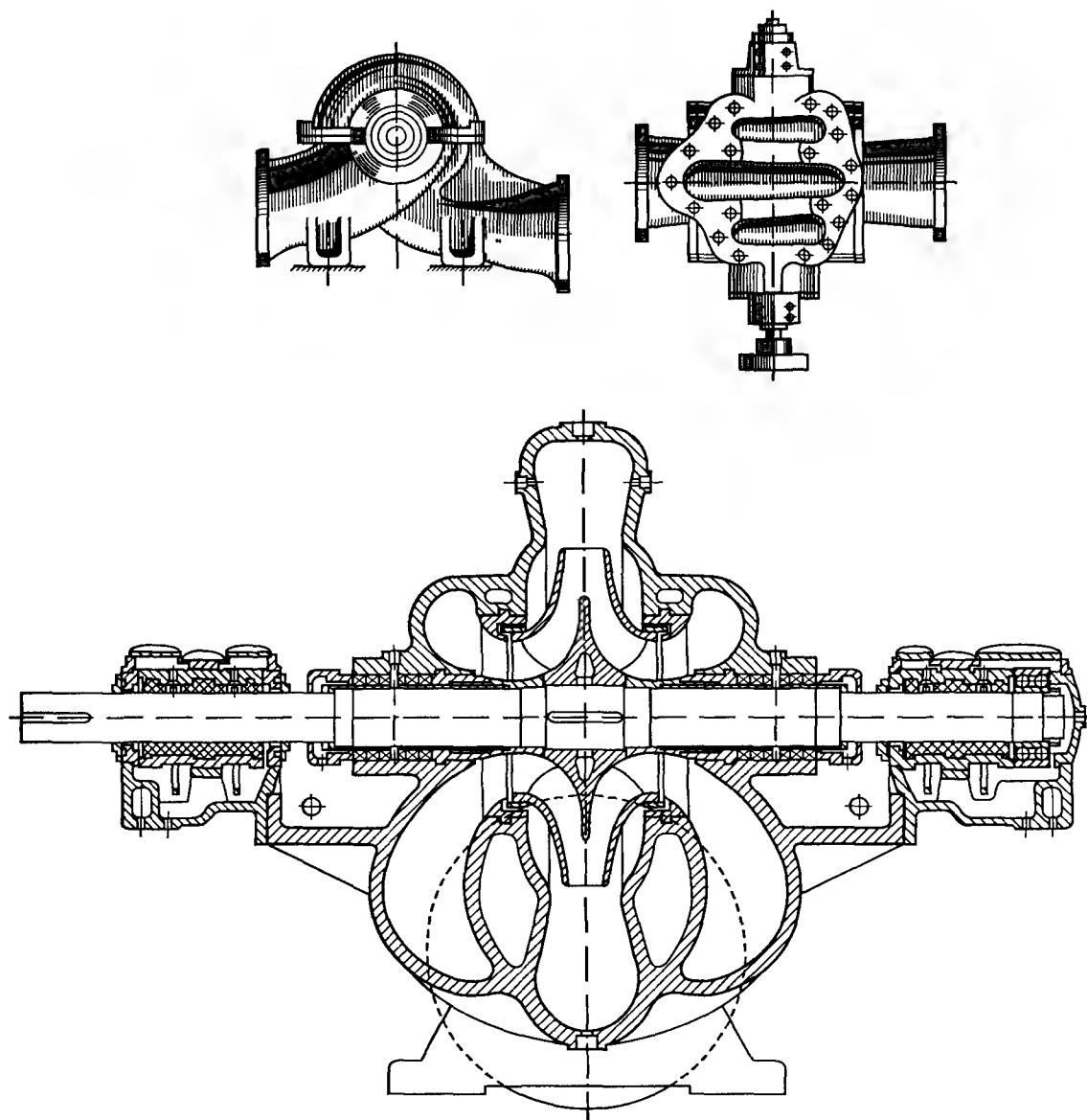


Рис. 7.37 Центробежный насос типа Д

пенчатые насосы этих типов перекрывают подачу от 5 до 1000 м³/ч при напорах от 35 до 300 м вод. ст. Специальные конструкции могут быть выполнены с основными параметрами, выходящими за указанные пределы.

В качестве примера на рис. 7.38 показан внешний вид четырехступенчатого насоса, приведены схема последовательного включения его колес и характеристики напора и мощности.

Конденсатные насосы применяются для удаления конденсата, а также как горячие, дренажные насосы бойлерных установок. Они предназначены для перекачивания конденсата и дренажа при температуре до 393 К.

Питательные насосы применяются для подачи питательной воды в паровые котлы. В большинстве случаев это центробежные много-

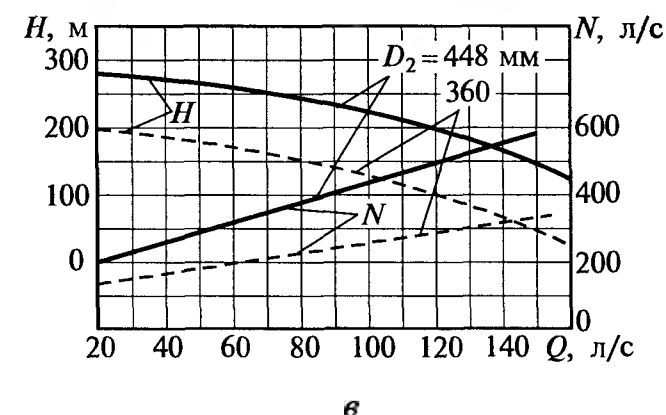
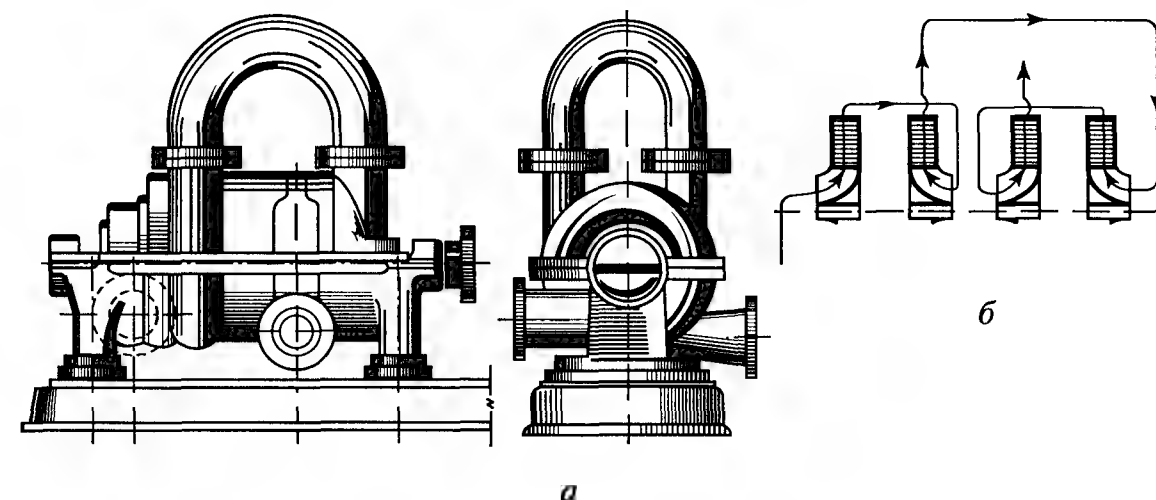


Рис. 7.38 Четырехступенчатый насос марки 3В-200×4.

а — общий вид, б — схема включения колес, в — рабочие характеристики

ступенчатые насосы высокого давления, приспособленные к подаче воды с высокой температурой.

Насосы для кислых сред изготавливаются из специальных нержавеющих сталей. Они перекрывают область расходов от 5 до 300 м³/ч при напорах от 7 до 500 м вод. ст.

Насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц работают в специфичных условиях. Поток жидкости, содержащей твердые частицы, проходя с большой скоростью через проточную часть, истирает внутренние поверхности насоса, поэтому к их конструкции предъявляются особые требования.

Регулирование подачи центробежных насосов. В практике эксплуатации существуют следующие способы регулирования подачи центробежных насосов: дросселирование задвижками на напорной или на всасывающей линиях; изменение частоты вращения рабочего колеса насоса; обрезка рабочих колес — уменьшение наружного диаметра; перепуск части жидкости из напорного трубопровода во всасывающий; выпуск воздуха во всасывающий патрубок насоса.

Первым и третьим способом регулирования можно только уменьшать подачу (производительность) насоса и, как было показано ранее в подразд. 7.7, способ дросселирования очень неэкономичен, однако на практике им приходится часто пользоваться.

Самым экономичным способом является способ изменения частоты вращения рабочего колеса, который позволяет как уменьшить подачу, так и увеличить ее. Здесь следует иметь в виду, что при увеличении числа оборотов $n > n_{\text{ном}}$ более чем на 8...10 % необходимо получать разрешение заводов — изготовителей электродвигателя и насоса.

В некоторых случаях применяют регулирование подачи насосов перепуском части подаваемой жидкости. Если в насосной установке с перепускной (байпасной) линией (рис. 7.39) требуется уменьшить подачу в систему от величины Q_1 до Q_6 , то по перепускной линии жидкость с расходом $q_{\text{п}}$ направляют из напорного трубопровода во всасывающий. При этом общая подача насоса (расход в точке a увеличивается до значения Q_a , а подача в сеть (от точки b) уменьшается до величины Q_6 . За счет уменьшения расхода в сети ее характеристика изменится — станет более пологой (кривая 2 по сравнению с кривой 1). При этом напор, развиваемый насосом, уменьшится до величины H_2 , а мощность уменьшится с величины N_1 до N_2 .

Указанный способ регулирования экономичен для насосов с коэффициентом быстроходности $n_s > 300$ и для вихревых насосов, у которых при увеличении подачи мощность уменьшается. В центробежных насосах с меньшими коэффициентами быстроходности регулирование подачи перепуском приведет к увеличению мощности

насоса и может вызвать перегрузку электродвигателя. Кроме того, при этом способе регулирования усложняется система, увеличиваются количество арматуры и габаритные размеры установки.

Иногда применяют способ регулирования подачи путем впуска воздуха во всасывающий патрубок насоса (рис. 7.40). Такой способ целесообразен, когда фактическая высота всасывания для данного насоса значительно меньше допустимой, а впуск воздуха не ухудшает работы системы.

При впуске воздуха характеристика $H = f(Q)$ насоса как бы смещается вниз, и поэтому мож-

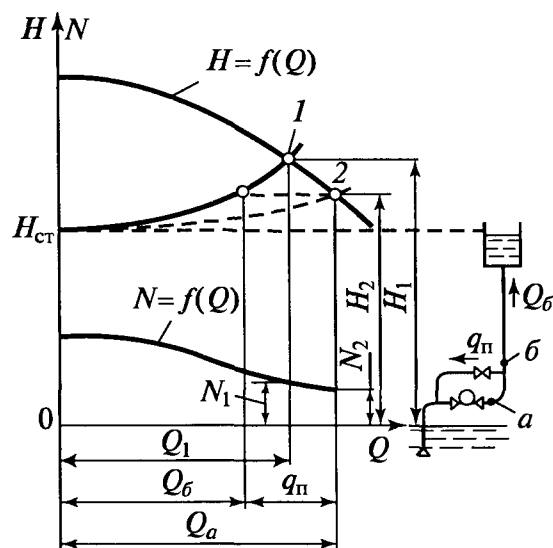


Рис 7.39 Характеристика насоса при регулировании подачи перепуском жидкости

но подобрать режим работы насоса, соответствующий условиям подачи заданного расхода Q_R (кривая, проходящая через точку R на рис. 7.40). При впуске воздуха КПД установки снижается тем больше, чем больше воздуха впускается в насос, т.е. чем больше число K_B — отношение объема воздуха к объему воды. Этот способ регулирования, как правило, более экономичен, чем регулирование напорной задвижкой. Существенным недостатком регулирования путем впуска воздуха является снижение срока службы рабочих колес под действием кавитационного износа. На практике чаще всего этот способ применяют на канализационных насосных станциях.

Кавитация и высота всасывания. Центробежные насосы обеспечивают широкую область подач и давлений; соотношения между основными параметрами этих насосов весьма разнообразны. Однако по условиям работы насоса на стороне всасывания могут быть установлены определенные ограничения. Это обусловлено возможностью возникновения в некоторых зонах всасывающего тракта насоса особого явления, называемого кавитацией.

В насосах жидкость по всасывающему трубопроводу к рабочему колесу насоса подводится под действием разности давлений в приемном резервуаре и абсолютного давления в потоке у входа в колесо. Последнее зависит от расположения насоса относительно уровня поверхности жидкости в резервуаре и режима работы насоса. На практике встречаются три основные схемы установки центробежных насосов:

ось насоса выше уровня жидкости в приемном резервуаре (камере);

ось насоса ниже уровня жидкости в приемном резервуаре;

жидкость в приемном резервуаре находится под избыточным давлением.

Применяя теорему Бернулли для потока жидкости во всасывающем патрубке можно определить абсолютное давление на входе в насос (рис. 7.41):

$$\frac{p_n}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - H_{\text{вс}} - \frac{v_n^2}{2g} - \sum h_{\text{вс}}, \quad (7.15)$$

где p_n — абсолютное давление на входе в насос, Па; p_0 — атмосферное давление, Па; $H_{\text{вс}}$ — разность геодезических отметок оси

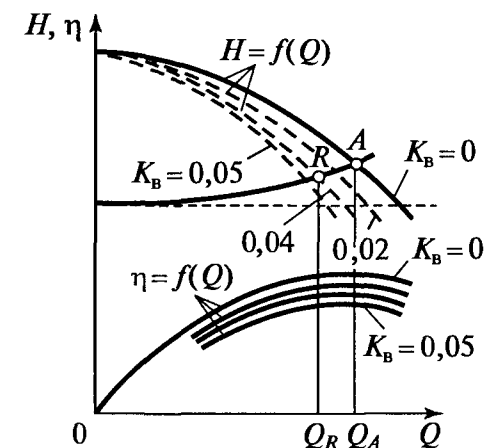


Рис 7.40 Характеристика насоса при регулировании подачи впуском воздуха во всасывающий патрубок

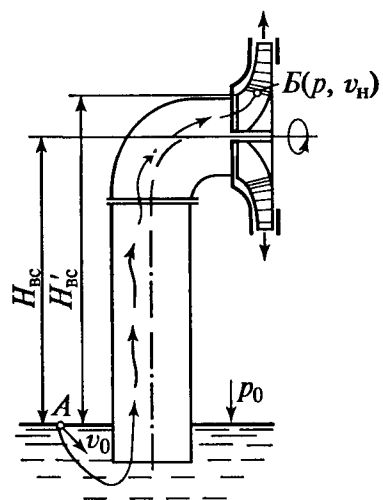


Рис. 7.41. Схема работы всасывающей трубы насоса

рабочего колеса и свободной поверхности жидкости в резервуаре; v_H — скорость на входе в насос, м/с; $\sum h_{вс}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе, м.

Из уравнения (7.15) следует, что

$$H_{вс} = \frac{p_0 - p_H}{\rho g} - \frac{v_H^2}{2g} - \sum h_{вс}, \quad (7.16)$$

и обычно эта величина называется *геометрической высотой всасывания*.

Вакуумметрическая высота всасывания

$$H_v = \frac{p_0 - p_H}{\rho g} - \frac{v_H^2}{2g}.$$

Очевидно, что

$$H_v = H_{вс} + \sum h_{вс}.$$

Нормальная работа центробежного насоса обеспечивается, когда абсолютное давление во всех точках его внутренней полости больше давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре $p_{пар}$ (рис. 7.42). Если такое условие не соблюдается, то начинаются явления парообразования и кавитации.

Кавитацией называют процессы нарушения сплошности потока жидкости, происходящие там, где местное давление понижается и достигает определенного критического значения. При этом наблюдается образование большого количества мельчайших пузырьков, наполненных парами жидкости и газами, выделившимися из нее. Образование пузырьков внешне похоже на кипение жидкости. Возникшие в результате понижения давления пузырьки увеличиваются в размере и уносятся потоком. При этом наблюдается местное повышение скорости движения жидкости из-за уменьшения поперечного сечения потока выделившимися пузырьками пара или газа.

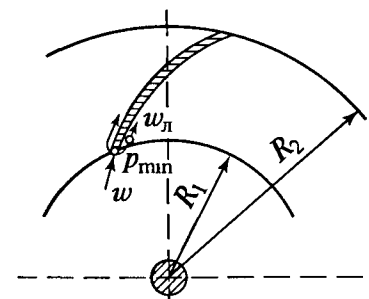


Рис. 7.42. Схема условия нормальной работы центробежного насоса

Попадая в область с давлением выше критического, пузырьки разрушаются, при этом их разрушение происходит с большой скоростью и поэтому сопровождается местным гидравлическим ударом в данной микроскопической зоне. Так как конденсация занимает некоторую область и протекает непрерывно в течение длительного времени, это явление приводит к разрушениям значительных площадей поверхности рабочих колес или направляющих аппаратов. Практически появление кавитации при

работе насоса можно обнаружить по характерному потрескиванию в области всасывания, шуму и вибрации насоса. Кавитация сопровождается также химическим разрушением (коррозией) материала насоса под действием кислорода и других газов, выделившихся из жидкости в области пониженного давления.

При одновременном действии коррозии и циклических механических воздействий прочность металлических деталей насоса быстро снижается. При этом воздействие кавитации на металлические детали насоса усиливается, если перекачиваемая жидкость содержит взвешенные абразивные вещества: песок, мелкие частицы шлака и т. п. Под действием кавитации поверхности деталей становятся шероховатыми, губчатыми, что способствует быстрому их истиранию взвешенными веществами. В свою очередь эти вещества, истирая поверхности деталей насоса, способствуют усилению кавитации.

Наибольшее значение геометрической высоты всасывания в момент возникновения кавитации может быть найдено при $p_H = p_{пар}$ по формуле (7.16):

$$H_{вс}^{max} = \frac{p_0 - p_{пар}}{\rho g} - \frac{v_H^2}{2g} - \sum h_{вс}. \quad (7.17)$$

Для того чтобы не появилась кавитация, удельная энергия $\mathcal{E}_H$ потока при входе в насос, отнесенная к его оси, должна быть достаточной для обеспечения скоростей и ускорений в потоке при входе в насос и преодоления сопротивлений без падения местного давления до величины, ведущей к образованию кавитации. В связи с этим решающее значение приобретает не абсолютная величина удельной энергии потока, а превышение ее над энергией, соответствующей давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости. Это достигается уменьшением $H_{вс}^{max}$ на величину Δh . Величина Δh называется кавитационным запасом, поскольку представляет собой запас механической энергии в потоке над давлением насыщенного пара. Иногда эта величина называется избыточным напором всасывания.

Для каждого насоса существует некоторое минимальное значение Δh_{min} . При уменьшении кавитационного запаса ниже этого значения в насосе начинает развиваться кавитация. Из формулы (7.17) можно сделать вывод, что наименьшему значению Δh_{min} соответствует наибольшее значение геометрической высоты всасывания (статической части напора):

$$H_{вс}^{кр} = \frac{p_0 - p_{пар}}{\rho g} - \Delta h_{min} - \sum h_{вс},$$

которое называют *критической высотой всасывания*.

Для обеспечения надежной работы насоса допустимая высота всасывания $H_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ должна иметь некоторый запас, что учитывается введением коэффициента запаса φ :

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{p_0 - p_{\text{пар}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - \sum h_{\text{вс}},$$

где $\Delta h_{\text{доп}} = \varphi \Delta h_{\text{мин}}$.

В зависимости от условий работы насоса коэффициент запаса принимается в пределах 1,1 ... 1,5.

Однако при пользовании рассмотренной схемой для определения бескавитационных режимов работы насосов возникает ряд практических трудностей, наибольшую из которых представляет определение минимально допустимого кавитационного запаса.

На основе большого числа исследований и обобщения опытных данных С. С. Руднев получил формулу для определения минимального кавитационного запаса:

$$\Delta h_{\text{мин}} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \tag{7.18}$$

где C — постоянная, зависящая от конструктивных особенностей насоса.

При определении $\Delta h_{\text{мин}}$ для насосов двустороннего входа в формулу (7.18) подставляется половинная подача.

Значения постоянной C в зависимости от коэффициента быстроходности n_s составляют:

n_s	50 ... 70	70 ... 80	80 ... 150	150 ... 250
C	600 ... 750	800	800 ... 1000	1000 ... 1200

Допустимая высота всасывания существенно зависит от температуры жидкости.

Очевидно, что повышение температуры всасываемой жидкости уменьшает критическую и, следовательно, допустимую высоты всасывания.

При высоких температурах жидкости допустимая высота всасывания может быть отрицательной, что указывает на необходимость расположения уровня всасываемой жидкости выше оси насоса. Следовательно, возможны два варианта установки насосов (рис. 7.43).

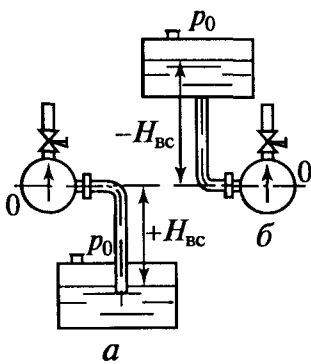


Рис. 7 43. Установка насоса относительно уровня всасываемой жидкости:

а — с низкой температурой жидкости, *б* — с высокой температурой жидкости

Установка, выполненная по первому варианту (см. рис. 7.43, *а*) характерна для насосов, подающих жидкости с низкой температурой, по второму варианту (см. рис. 7.43, *б*) — для насосов, подающих жидкости с высокой температурой, а также при всасывании насосами холодной воды из пространств с достаточно высоким вакуумом.

Высота давления насыщенных водяных паров $h_{\text{н.п.}} = \frac{p_{\text{пар}}}{\rho g}$ и в зависимости от температуры воды она составляет:

температура, °С	5	10	20	40	60	80	100
$h_{\text{н.п.}}$, м вод. ст.	0,09	0,12	0,24	0,75	2,02	4,82	10,33

Потери напора во всасывающем трубопроводе складываются из потерь на трение при движении жидкости по трубе и потерь на местные сопротивления:

$$\sum h_{\text{вс}} = il + \sum \xi \frac{v^2}{2g},$$

где i — потери напора на 1 м длины трубы; l — длина трубопровода; $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений; v — скорость движения при входе в фасонную часть (арматуру), м/с.

Выбор насосов по заданным параметрам и мощности приводного двигателя. Выбор насосов для работы в заданных эксплуатационных условиях должен проводиться на основе технико-экономических расчетов. Насос, его приводной двигатель и вся трубная и электрическая коммуникация насосного агрегата должны быть дешевыми и работать с наивысшим КПД.

Рассмотрим общий метод решения задачи о выборе насоса для заданных рабочих условий.

Путем гидравлического расчета водопроводной сети определяют необходимый напор насосов и их подачу. Последняя в общем случае является величиной переменной во времени (см. рис. 7.33, *б*) и обеспечивается несколькими насосами. Поэтому выбор насосов заключается не только в определении типа и размеров насоса, но и в определении их необходимого количества. Эта задача решается экономическим расчетом нескольких (не менее трех) вариантов установки с различными количествами насосов. Наиболее выгодным является вариант, дающий наименьшую стоимость 1 м³ поданной жидкости при соблюдении полной надежности и бесперебойности работы.

Для любого заданного графика подач (см. рис. 7.33, *б*) наиболее простым будет вариант с одним рабочим насосом, обеспечивающим все заданные расходы от $Q_{\text{мин}}$ до $Q_{\text{макс}}$. При этом установка должна состоять из двух насосов — рабочего и резервного, рассчитанного на расход $Q_{\text{макс}}$.

Число резервных агрегатов на станциях

Число рабочих агрегатов	Класс станции		
	I	II	III
1	2	1	1
2...3	2	1	1
4...6	2	2	1
7...9	3	3	2
10 и более	4	4	3

Пользуясь сводным графиком полей характеристик (см. рис. 7.32), находим подходящий тип насоса. Здесь следует помнить о том, чтобы при регулировании подачи от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$ режим насоса не выходил из поля его характеристик. Если это не может быть выполнено, то вариант с одним насосом практически неприемлем.

В общем случае при выборе типа насосов и определении числа рабочих агрегатов необходимо учитывать совместную работу насосов, водоводов и сети и руководствоваться следующими соображениями.

1. Необходимо устанавливать как можно меньше рабочих насосов. Параллельная работа нескольких насосов экономически невыгодна, поэтому выгоднее установить крупные насосы, имеющие более высокие КПД, чем несколько средних и малых. Кроме того, суммарная подача нескольких насосов при параллельной работе на общие водоводы всегда меньше, чем сумма их подач при раздельной работе на данную систему.

2. Насосы должны работать в области наивысших значений КПД при длительной подаче. Кратковременные расходы могут подаваться с более низким КПД.

3. Целесообразно на насосных станциях устанавливать насосы одного типоразмера, что обеспечивает взаимозаменяемость насосов, значительно упрощает их эксплуатацию и создает удобства для обслуживания. Однако требования экономичности во многих случаях заставляют отказаться от применения однотипных насосов. Низкие КПД насосов обуславливаются не только тем, что режимная точка насоса находится вне зоны оптимальных расходов, но и несоответствием развиваемых насосами напоров требуемым напорам, так как при уменьшении расхода в сети потери напора на трение уменьшаются пропорционально квадрату расхода. Таким образом, для повышения КПД насосной станции насосы должны подбираться на разные расходы при максимальном КПД с учетом требуемых напоров, что приводит к необходимости установки разнотипных насосов.

4. Подача рабочих насосов должна быть достаточной для обеспечения максимального расхода. Число резервных насосов принимается в соответствии с классом насосной станции. Однако в любом случае целесообразно принимать не менее двух резервных агрегатов, так как при наличии одного резервного агрегата во время ремонта одного из рабочих насосов станция остается без резерва и при аварии рабочего насоса его нечем будет заменить.

Требования к надежности работы насосной станции устанавливают в зависимости от назначения водопровода. В соответствии с требуемой степенью надежности бесперебойного водоснабжения водопроводные насосные станции подразделяют на три класса:

I класс — не допускается перерыв в работе насосов, так как это может привести к значительному ущербу, повреждению тех-

нологического оборудования и нарушению сложного технологического процесса;

II класс — допускается кратковременный перерыв в работе насосов на время, необходимое для включения резервных агрегатов, что вызывает уменьшение выпуска продукции и простой технологического оборудования;

III класс — допускается перерыв в подаче воды потребителям на время ликвидации аварии, но не более одних суток; например, в населенных пунктах с числом жителей до 5000 человек, во вспомогательных цехах, на поливочные нужды и на орошение.

Насосные станции противопожарных и объединенных хозяйственно-противопожарных или производственно-противопожарных водопроводов по надежности действия следует относить к I классу; при наличии емкостей с соответствующим противопожарным запасом воды, обеспечивающим необходимый напор, — ко II классу.

Число резервных агрегатов зависит от класса надежности станции и числа рабочих агрегатов (табл. 7.2).

Резервные насосы принимаются с характеристикой, соответствующей наибольшему насосу, установленному на насосной станции.

Определение мощности приводного двигателя. Исходными данными для определения требуемой мощности электродвигателя (кВт) являются секундная подача насоса Q (м³/с) и напор H (м). Подачу и напор насоса принимают по режимной (рабочей) точке работы системы «насосы — сеть».

Мощность на валу насоса обычно указывают в паспорте насоса или в каталоге. Ее величина, взятая с запасом, соответствует подаче и напору для предельных точек рабочей части характеристики данного типа насоса.

Однако не всегда расчетные параметры подачи и напора совпадают с параметрами характеристики $H = f(Q)$. В этих случаях возникает необходимость в определении мощности на валу насоса и требуемой мощности приводного двигателя.

Мощность насоса (кВт) определяется по формуле

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_n},$$

где η_n — КПД насоса при работе в данном режиме.

Мощность приводного двигателя насоса принимают больше мощности, потребляемой насосом, на случай перегрузок от неучтенных условий работы:

при непосредственном соединении вала насоса с валом электродвигателя

$$N_{дв} = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_n} m;$$

при соединении приводного двигателя насоса через промежуточную передачу

$$N_{дв} = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_n \eta_{пр}} m,$$

где m — коэффициент запаса мощности; $\eta_{пр}$ — КПД передачи, принимаемый по паспорту.

В соответствии с ГОСТ 12878—67 коэффициент запаса мощности m принимают в зависимости от мощности на валу насоса N_n :

N_n	до 20	от 20 до 50	от 50 до 300	свыше 300
m	1,25	1,2	1,15	1,1

Коэффициент запаса мощности зависит также от соотношения мощности на валу насоса при расчетных значениях подачи и напора, а также ближайшего значения мощности изготовляемого отечественной электропромышленностью двигателя, паспортные данные которого соответствуют условиям работы насосного агрегата.

При определении мощности на валу насоса подачу насоса обычно принимают наибольшую из рассматриваемых режимов работы насосной станции.

При выборе электродвигателя к насосам необходимо знать мощность, частоту вращения, напряжение в питающей сети, тип и исполнение двигателя.

Каждый двигатель независимо от его типа характеризуется номинальными данными. Номинальный режим двигателя соответствует максимальному КПД и удовлетворяет установленным нормам и требованиям в отношении нагрева, коэффициента мощности ($\cos \varphi$), электрической прочности и т. д. Поэтому при подборе электродвигателя необходимо стремиться подобрать мощность двигателя как можно ближе к номинальной.

7.11. Центробежные вентиляторы

Основные понятия и параметры. Центробежными вентиляторами называют машины для перемещения чистых газов и смесей газов с мелкими твердыми материалами, имеющие степень повышения давления не более 1,15 при плотности потока 1,2 кг/м³. Характерным признаком центробежного вентилятора является повышение давления за счет работы центробежной силы газа, движущегося в рабочем колесе от центра к периферии.

При незначительном повышении давления газа изменением его термодинамического состояния можно пренебречь. Поэтому к центробежным вентиляторам применима теория машины для несжимаемой среды (см. подразд. 7.4).

Центробежные вентиляторы широко распространены в промышленности и коммунальном хозяйстве для вентиляции зданий и отсасывания вредных веществ в технологических процессах.

В теплоэнергетических установках центробежные вентиляторы применяются для подачи воздуха в топочные камеры котлов, перемещения топливных смесей в системах пылеприготовления, отсасывания дымовых газов и выброса их в атмосферу.

Конструктивное устройство центробежного вентилятора простейшего типа показано на рис. 7.44, а. Рабочее колесо вентилятора состоит из литой ступицы 1, жестко сопряженной с основным диском 2. Рабочие лопатки 3 крепятся к основному диску 2 и переднему диску 4, обеспечивающему необходимую жесткость лопастной решетки 5. Корпус 6 вентилятора крепится к литой или сварной станине 9, на которой располагаются подшипники 8, несущие вал вентилятора с посаженным на него рабочим коле-

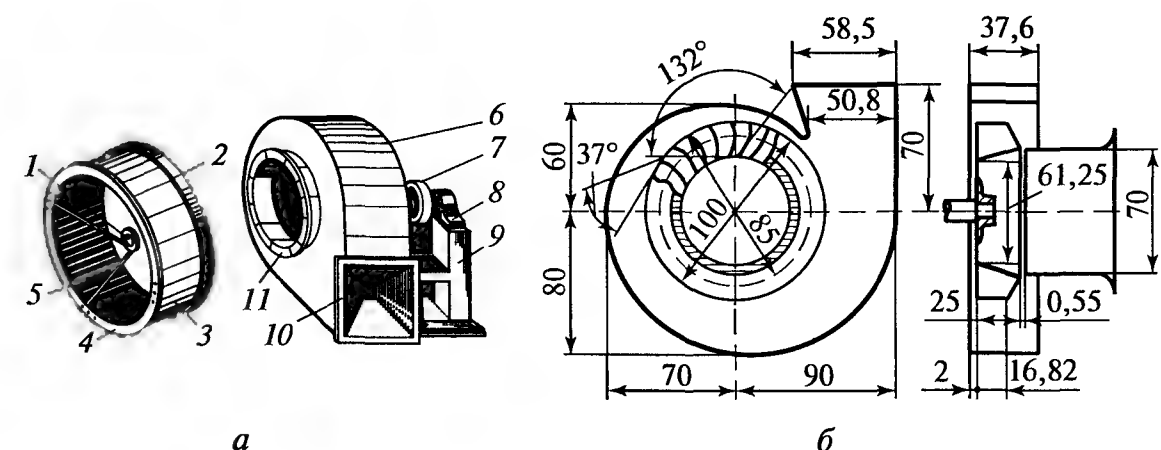


Рис. 7.44. Центробежный вентилятор:

а — устройство; б — аэродинамическая схема; 1 — ступица; 2 — основной диск; 3 — рабочие лопатки; 4 — передний диск; 5 — лопастная решетка; 6 — корпус; 7 — шкив; 8 — подшипники; 9 — станина; 10, 11 — фланцы

сом. На корпусе вентилятора установлены фланцы 10 и 11 для крепления всасывающей и напорной труб.

Центробежные вентиляторы выпускаются заводами в определенных геометрических сериях. Каждая серия характеризуется постоянством отношений сходственных размеров; размеры отдельных машин и их рабочие параметры в серии различны.

Геометрическая форма данной серии вентиляторов представлена аэродинамической схемой, где все размеры вентилятора даны в процентах внешнего диаметра рабочего колеса (рис. 7.44, б).

Обозначение центробежных вентиляторов в соответствии с государственными стандартами включает букву Ц, указывающую на основной признак типа — центробежный, пятикратное значение коэффициента полного давления в режиме при $\eta_{\max}$, округленное до целого числа, и значение коэффициента быстроходности в режиме $\eta_{\max}$, также округленное до целого числа. Обозначение вентилятора включает и его номер, представляющий собой значение диаметра D_2 , выраженное в дециметрах. Например, центробежный вентилятор с диаметром рабочего колеса 400 мм, имеющий при максимальном КПД коэффициент полного давления 0,86 и быстроходность 70, обозначается Ц4-70-4.

Характерной конструктивной величиной центробежного вентилятора является отношение выходного и входного диаметров межлопастных каналов рабочего колеса D_2/D_1 . В обычных конструкциях это отношение выбирается небольшим (1,2...1,45), радиальная длина лопасти составляет (0,084...0,16) D_2 .

Теоретический напор вентилятора определяется по уравнению Эйлера (7.7), которое с учетом радиального входа потока ($c_{1u} = 0$) можно записать в следующем виде:

$$H_T = u_2 c_{2u} / g.$$

Отсюда теоретическое давление вентилятора

$$p_T = \rho u_2 c_{2u},$$

где ρ — средняя плотность перемещаемого газа, кг/м³.

В реальном вентиляторе часть давления теряется в проточной части. Если оценить эти потери давления гидравлическим КПД, то действительное давление вентилятора

$$p = \eta_r p_T = \eta_r \rho u_2 c_{2u} = \rho \mu_2 \eta_r u_2^2,$$

где $\mu_2 = c_{2u}/u_2$ — коэффициент закручивания потока на выходе.

Обозначим коэффициент полного давления $\bar{p}$ и запишем $\bar{p} = \eta_r \mu_2$, тогда

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2}.$$

Следовательно, действительное давление вентилятора можно определить по формуле

$$p = \bar{p} \rho u_2^2.$$

На коэффициент полного давления большое влияние оказывает значение угла $\beta_{2л}$.

Для ориентировочного расчета полного давления вентиляторов с тремя типами лопастей можно использовать табл. 7.3.

Если поток газа на входе в вентилятор имеет параметры $p_{1ст}$ и c_1 , а на выходе $p_{2ст}$ и c_2 , то полное давление, развиваемое вентилятором,

$$p = p_{2ст} - p_{1ст} + \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}.$$

Работа вентилятора при заданной частоте вращения характеризуется объемной подачей Q , полным давлением p , мощностью N и полным КПД η .

Полезная мощность (Вт) вентилятора определяется по формуле

$$N_{пол} = pQ,$$

где Q — объемная подача (производительность) вентилятора, м³/с.

Полное давление вентилятора обычно определяют экспериментальным путем как разность полных давлений на выходе и входе вентилятора:

$$p = (p_{2ст} - p_{1ст}) + \rho (c_2^2 - c_1^2) / 2,$$

где $p_{1ст}$, $p_{2ст}$ — статическое давление потока соответственно на входе и выходе вентилятора, Па; c_1 , c_2 — соответствующие скорости потока, м/с.

Мощность на валу (эффективная мощность) N обычно определяется при испытании вентилятора.

Вентиляторы характеризуются двумя КПД: полным и статическим, так как в некоторых случаях для вентиляторов характер-

Таблица 7.3

Значения коэффициентов полного давления вентиляторов с тремя типами лопастей

$\beta_{2л}$	μ_2	η_r	$\bar{p}$
$> 90^\circ$	1,1...1,6	0,60...0,75	0,66...1,20
90°	0,85...0,95	0,65...0,80	0,60...0,76
$< 90^\circ$	0,50...0,80	0,70...0,90	0,35...0,72

но не полное давление, ими развиваемое, а лишь статическая часть его $p_{ст}$ или соответственно статический напор $H_{ст}$.

Полный КПД определяется по формуле

$$\eta = \frac{pQ}{N}.$$

Статический КПД

$$\eta_{ст} = \frac{p_{ст}Q}{N},$$

где $p_{ст} = p_{2ст} - p_{1ст}$.

Статический КПД дополняет оценку эффективности вентилятора, так как в полной энергии, сообщаемой потоку газа, существенную долю составляет кинетическая энергия. Ориентировочно $\eta_{ст}$ меньше η на 20...30 %.

Мощность двигателя для привода вентилятора (кВт) выбирают с запасом на возможные отклонения рабочего режима от расчетного:

$$N_{эл} = (1,05 \dots 1,2) pQ / 1000 \eta \eta_{пер},$$

где η — полный КПД вентилятора; $\eta_{пер}$ — КПД передачи. При непосредственном соединении валов двигателя и вентилятора $\eta_{пер} = 1,0$, при клиноременной передаче $\eta_{пер} = 0,92$.

Коэффициент быстроходности вентилятора характеризует конструкцию рабочего колеса, следовательно, способность создавать давление. Если принять плотность воздуха $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, то

$$n_s = \frac{53n\sqrt{Q}}{p^{3/4}},$$

где n — 1/с; Q — м³/с; p — Па.

Для каждого типа вентилятора характерно определенное значение коэффициента быстроходности:

Центробежные высокого давления.....	10...30
Центробежные низкого и среднего давления с лопатками:	
отогнутыми вперед	30...60
отогнутыми назад	50...80
Центробежные двустороннего всасывания.....	80...120

Характеристики и регулирование подачи центробежных вентиляторов. Характеристиками вентиляторов называют графики зависимостей напоров, мощности на валу и КПД от объемной подачи. Характеристики получают по результатам непосредственных испытаний вентиляторов при постоянной частоте вращения и строят для воздуха с $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

При пересчете характеристик, построенных для стандартных условий при $p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$, $T = 293 \text{ К}$ и $\psi = 50 \%$, на реальные условия следует иметь в виду, что подача, напор и КПД остаются неизменными, а давление и мощность на валу изменяются пропорционально плотности газа, подаваемого вентилятором, т.е.

$$p = p_0 \frac{\rho}{1,2} \text{ и } N = N_0 \frac{\rho}{1,2}.$$

Характеристики при переменной частоте вращения строят по условиям подобия способом, указанным в подразд. 7.6.

На рис. 7.45 и 7.46 даны типичные формы характеристик центробежных вентиляторов соответственно при $n = \text{const}$ и $n = \text{var}$.

В вентиляторостроении широко применяются безразмерные характеристики, общие для целой серии геометрически подобных машин.

На рис. 7.47 показана безразмерная характеристика вентиляторов Ц4-76, построенная по результатам испытания модели с $D_2 = 500 \text{ мм}$ при $n = 1200 \text{ об/мин}$.

Безразмерные характеристики очень удобны для расчета рабочих параметров вентилятора из данной серии.

Регулирование подачи вентиляторов можно производить всеми способами, указанными в подразд. 7.7:

1. Изменением частоты вращения вала вентилятора;
2. Дросселированием на входе и выходе вентилятора;
3. Направляющим аппаратом различных конструкций на входе.

Первый способ требует применения электродвигателей с переменной частотой вращения (коллекторных или двухскоростных). Возможно применение двигателей с постоянной частотой вращения при включении между валами двигателя и вентилятора как

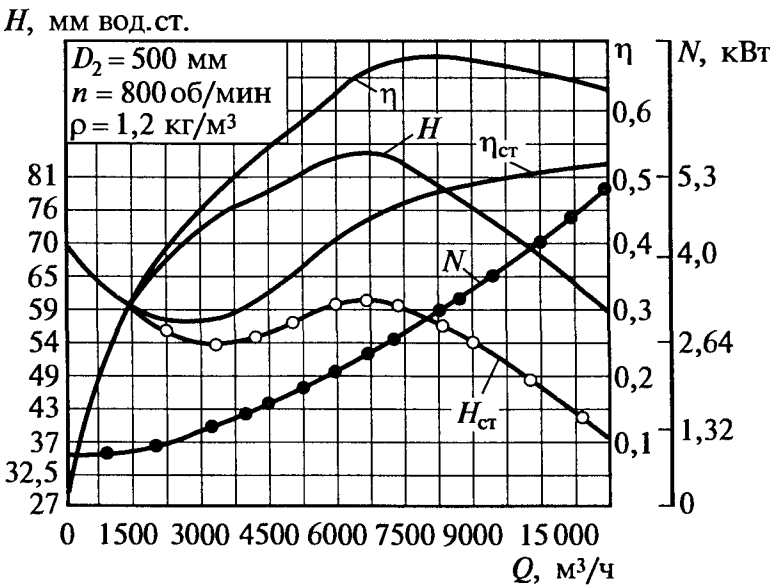


Рис. 7.45. Размерные характеристики типового вентилятора при $n = \text{const}$

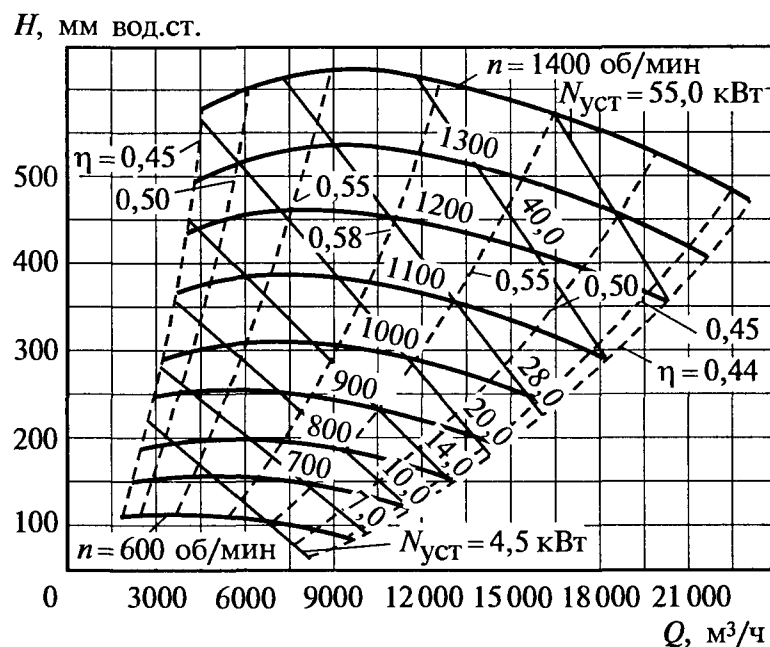


Рис. 7.46. Размерные характеристики вентилятора ВВД № 11 при $n = \text{var}$ вариатора частоты вращения (обычно гидромукфы). В обоих вариантах вентиляторная установка усложняется и удорожается, поэтому такой способ регулирования применяется только для крупных вентиляторов в особо ответственных установках.

В некоторых случаях для привода вентиляторов применяют электродвигатели с фазовым ротором, в которых с помощью специальных контактных колец и реостата можно регулировать сопротивление в цепи ротора и таким образом изменять частоту вращения вала.

В настоящее время для регулирования подачи вентиляторов изменением частоты вращения применяют приводные двигатели с тиристорными преобразователями частоты.

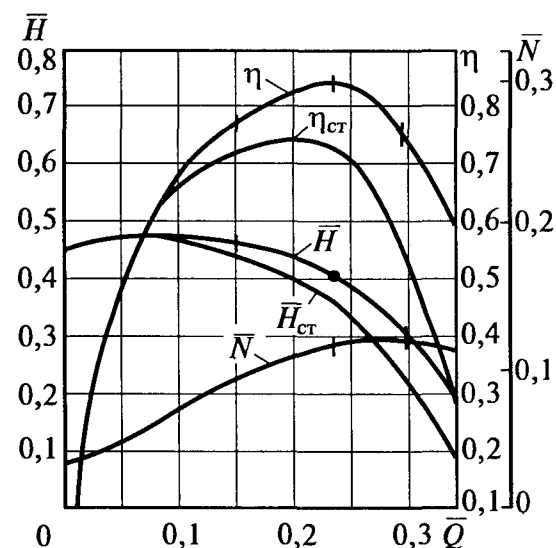


Рис. 7.47. Безразмерные характеристики вентилятора Ц4-76

Второй способ применяется очень широко ввиду его конструктивной простоты. Например, вентиляторы малых и средних размеров, приводимые асинхронными короткозамкнутыми двигателями, регулируются этим единственным доступным для них способом.

Третий способ распространен для вентиляторов с большой подачей в шахтных установках и

особенно в стационарной теплоэнергетике (дутьевые вентиляторы, дымососы).

По затратам энергии на привод в режимах регулирования при одинаковых подачах указанные способы неравноценны.

Для любых типов вентиляторов худшим способом регулирования является дроссельный, требующий наибольших затрат энергии.

Конструктивное выполнение вентиляторов общего назначения. Конструкция вентилятора определяется его аэродинамической схемой, под которой понимается схематический чертеж его проточной части с указанием основных размеров в долях наружного диаметра колеса (см. рис. 7.44, б).

Конструктивная форма и размеры вентилятора определяются его подачей, давлением и частотой вращения.

Формы рабочих колес вентиляторов даны на рис. 7.48. Формы, показанные на рис. 7.48, а, б, свойственны вентиляторам низкого давления с лопатками, загнутыми вперед; формы, приведенные на рис. 7.48, б...г, характерны для вентиляторов низкого, среднего и высокого давлений с лопатками, загнутыми назад.

Наименьшей прочностью и жесткостью обладают колеса формы а, допускающие окружную скорость на диаметре D_2 не более 40 м/с. Ширина таких колес постоянна и составляет около $0,5D_2$.

Колеса кольцевой формы с шириной $b_1 = b_2 = 0,2 \dots 0,35D_2$ более прочны и жестки и допускают скорость u_2 до 60 м/с.

Конический покрывающий диск (см. рис. 7.48, в, г) обеспечивает большую жесткость колеса и допускает высокие окружные скорости до 80 м/с.

Форма, показанная на рис. 7.48, г, применяется для колес большой подачи и находит применение, в частности, для дутьевых вентиляторов и дымососов ТЭС.

Открытые однодисковые и бездисковые колеса форм (см. рис. 7.48, д, е) применяются в пылевых вентиляторах, служа-

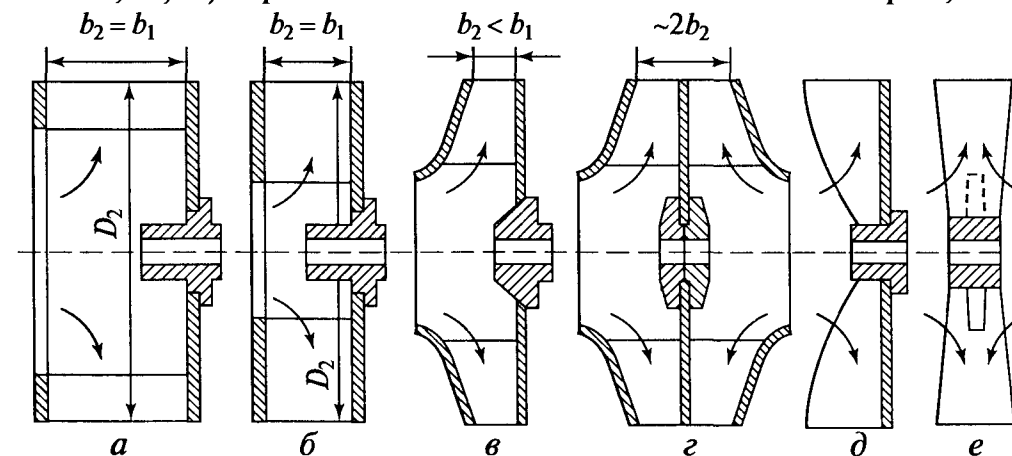


Рис. 7.48. Формы рабочих колес центробежных вентиляторов: а — барабанная; б — кольцевая, в, г — с коническими покрывающими дисками; д, е — соответственно однодисковых и бездисковых

щих для подачи смесей газов с твердыми частицами, например в системах пылеприготовления ТЭС.

В вентиляторах применяются все три типа лопастей.

По назначению вентиляторы подразделяются на следующие группы: вентиляторы общего назначения (Ц); вентиляторы дутьевые (ВД); дымососы (Д); вентиляторы горячего дутья (ВДГ); вентиляторы мельничные (ВМ); вентиляторы специального назначения.

По направлению вращения рабочего колеса различают вентиляторы правого вращения (колесо вращается по направлению движения часовой стрелки, если смотреть со стороны привода) и левого вращения. По направлению выхода газа вентиляторы изготавливаются с различными положениями корпуса.

Вентиляторы общего назначения изготавливаются с семью положениями корпуса (рис. 7.49), дутьевые вентиляторы и дымососы могут устанавливаться в 18 положениях, мельничные вентиляторы — в 24. Такое количество положений корпуса необходимо для оптимального подсоединения центробежного вентилятора к сети, при котором направление газового канала соответствует направлению движения потока газа в сети без отклонений.

По быстроходности центробежные вентиляторы разделяются на вентиляторы малой ($n_s = 10 \dots 30$), средней ($n_s = 30 \dots 60$) и большой ($n_s = 60 \dots 80$) быстроходности. С увеличением n_s размеры вентилятора в осевом направлении увеличиваются, а разность диаметров D_2 и D_1 уменьшается. Наиболее экономичные центробежные вентиляторы ($\eta_{\max} \geq 0,8$) с лопатками, загнутыми назад, обес-

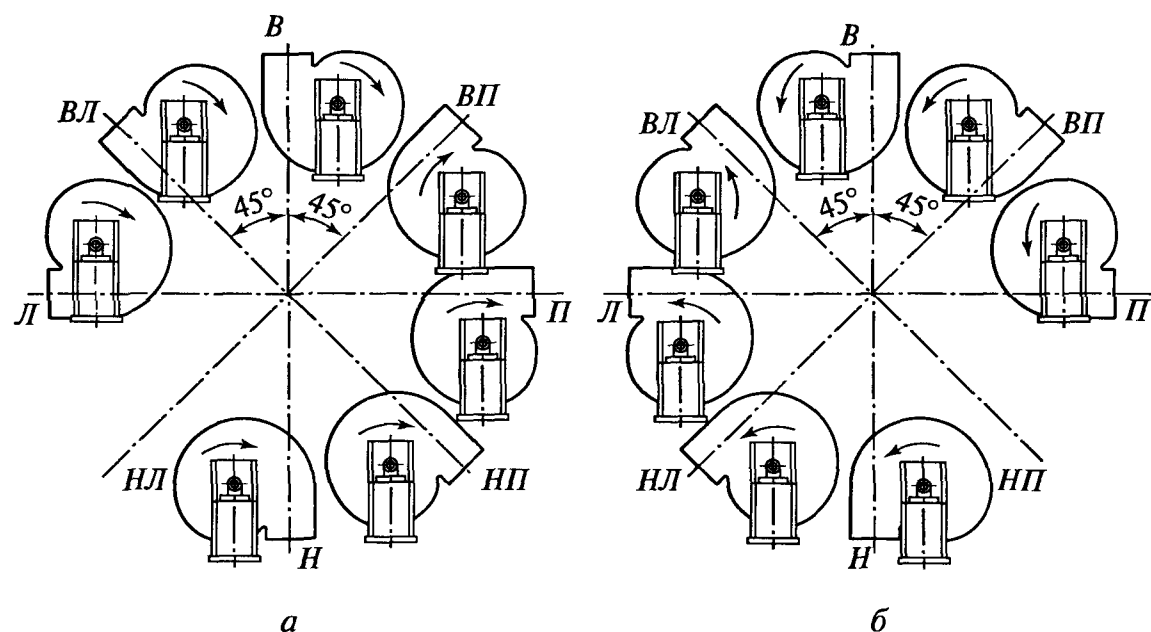


Рис. 7.49. Стандартные положения корпусов вентиляторов общепромышленного назначения с вращением рабочего колеса по часовой стрелке (а) и против часовой стрелки (б). Буквами обозначено расположение входного патрубка — верхнее, нижнее, левое, правое

печивают небольшую область режимов и имеют $n_s = 50 \dots 80$. Эти вентиляторы широко применяются в вентиляционных и технологических установках.

Вентиляторы общего назначения по полному давлению, создаваемому при номинальном режиме, подразделяются на вентиляторы низкого (до 1 кПа), среднего (от 1 до 3 кПа) и высокого (свыше 3 кПа) давления.

К вентиляторам низкого давления относятся вентиляторы средней и большой быстроходности. Рабочие колеса этих вентиляторов имеют широкие листовые лопатки. Окружная скорость вращения колес составляет менее 50 м/с. Вентиляторы низкого давления используются в вентиляционных системах.

Вентиляторы среднего давления имеют окружную скорость до 80 м/с, лопатки этих вентиляторов выполняются как загнутыми вперед, так и назад и применяются как в вентиляционных, так и технологических установках различного назначения.

Вентиляторы высокого давления имеют окружную скорость свыше 80 м/с, лопатки загнуты назад.

Широкое применение в промышленности получили вентиляторы общего назначения, которые используются для перемещения воздуха и неагрессивных газов с температурой до 80 °С, не содержащих вредных веществ, волокнистых материалов, а также твердых примесей в количестве более 100 мг/м³. Это одноступенчатые со спиральными корпусами и горизонтально расположен-

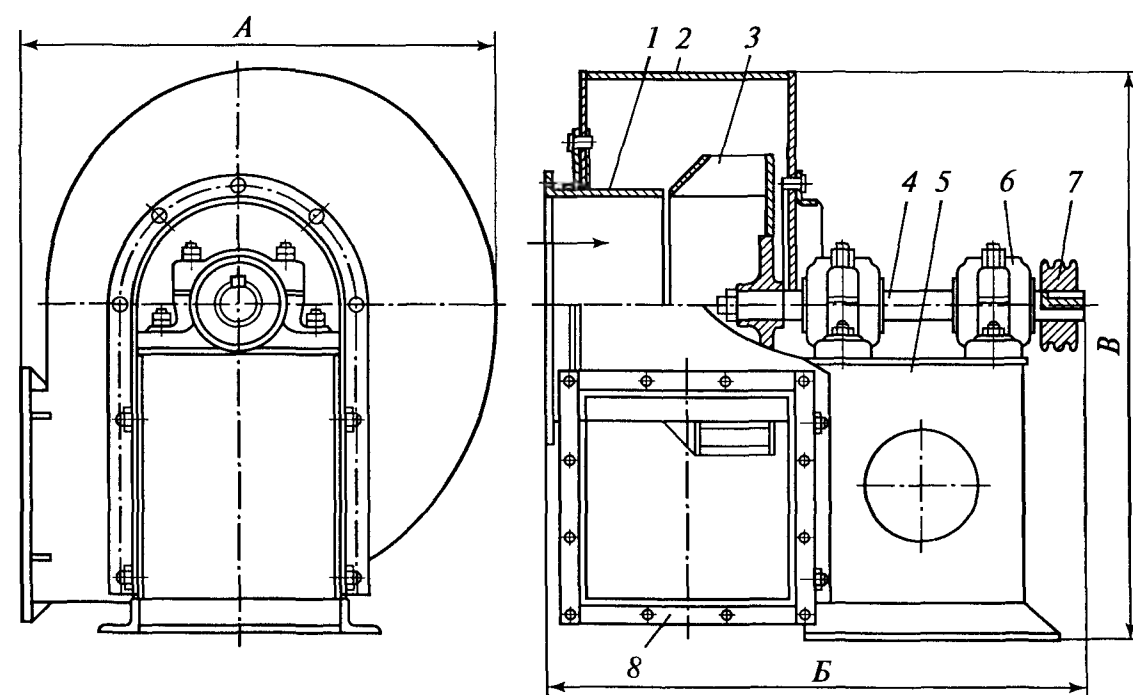


Рис. 7.50. Центробежный вентилятор общепромышленного назначения: 1 — входной патрубок; 2 — корпус; 3 — рабочее колесо; 4 — вал; 5 — стойка; 6 — подшипники; 7 — шкив; 8 — фланец выходного патрубка

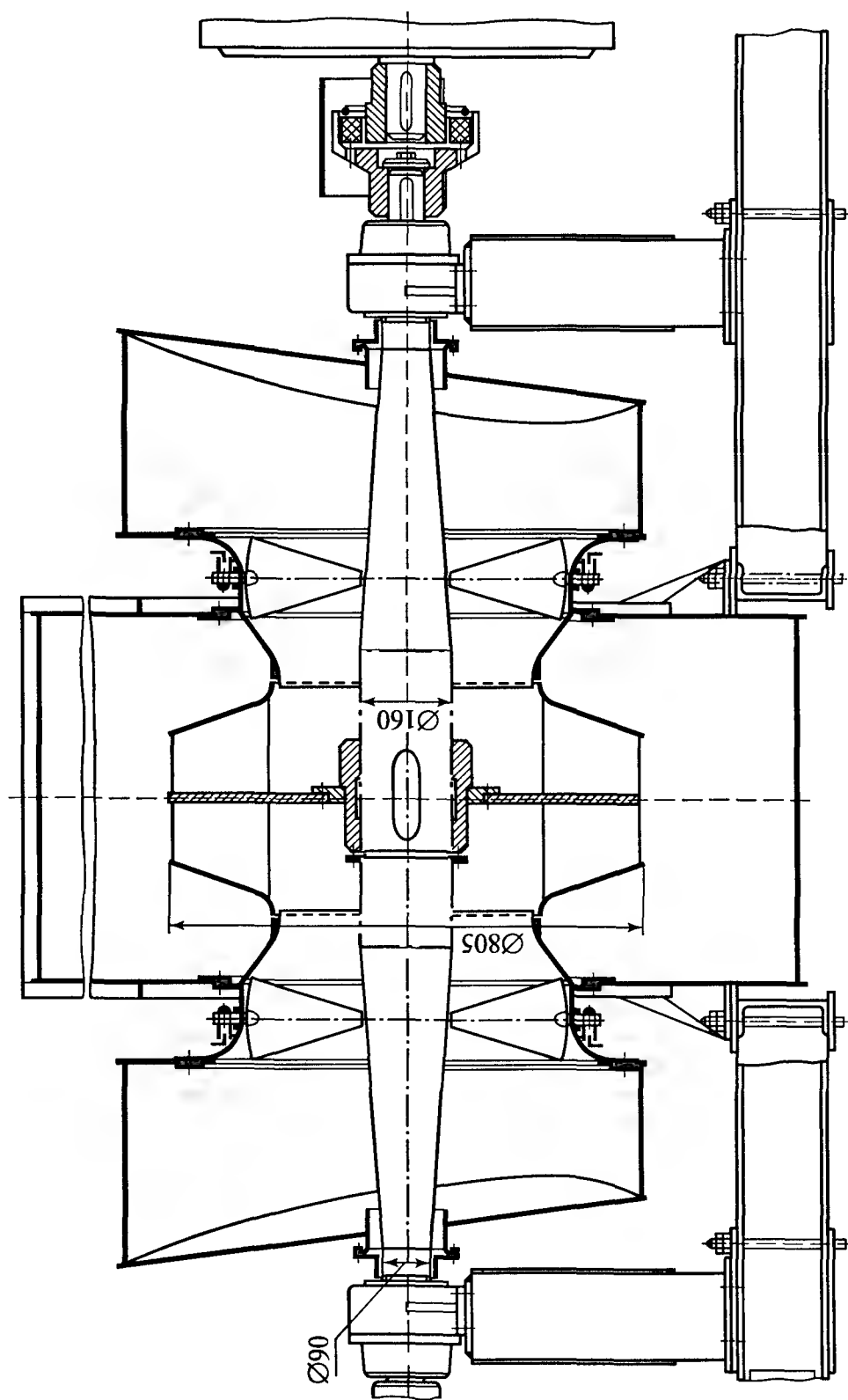


Рис. 7.51. Вентилятор высокого давления двустороннего всасывания

ной осью вращения машины, которые имеют рабочие колеса диаметром от 200 до 3150 мм (рис. 7.50) и обеспечивают производительность до 30 м³/с и давление до 11 кПа.

Вентиляторы общего назначения маркируются аналогично центробежным вентиляторам. Например, вентилятор с диаметром рабочего колеса 800 мм, имеющий при максимальном КПД $\bar{p} = 0,86$ и $n_s = 70$, обозначается Ц4-70 № 8. Вентиляторы общего назначения выпускаются по четырем основным аэродинамическим схемам: Ц4-70, Ц4-76, Ц14-46, Ц10-28.

Самой распространенной аэродинамической схемой является схема Ц4-70, разработанная ЦАГИ.

В качестве примера на рис. 7.51 представлена конструкция вентилятора высокого давления с двусторонним всасыванием.

Вентиляторы, предназначенные для перемещения воздуха с различными примесями в виде твердых частиц — золы, пыли, волокнистых материалов, называют пылевыми. В обозначении пылевого вентилятора добавляется буква П, например: ЦП6-46.

Пылевой вентилятор состоит из входного патрубка, рабочего колеса и спирального корпуса, однако в связи со своим целевым назначением имеет и ряд особенностей: передний диск колеса отсутствует, число лопаток небольшое, лопатки укреплены консольно к заднему диску, имеются большие зазоры между входным патрубком и колесом. В связи с этим пылевые вентиляторы имеют более низкий КПД ($\eta = 0,53 \dots 0,66$).

Для вытяжки воздуха из помещений промышленных предприятий по вертикальному вентиляционному каналу на кровлях зданий устанавливают крышные радиальные вентиляторы, например КЦЗ-90. Эти вентиляторы практически работают без сети, развивают небольшое статическое давление и максимальную производительность, имеют большой относительный диаметр входа и широкие колеса. За колесом устанавливается специальный диффузор.

7.12. Центробежные компрессоры

Общие сведения и параметры компрессоров. Компрессорами называются машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов.

По назначению компрессоры подразделяются на воздушные и газовые (кислородные) машины. Наибольшее распространение получили воздушные компрессоры, или компрессоры общего назначения. Эти машины вырабатывают сжатый воздух давлением до 5,0 МПа, который широко применяется в промышленности. Например, в металлургии сжатый воздух используется для дутья в доменных и мартеновских печах, вагранках, нагревательных и тер-

мических печах, в энергетике — для нагнетания в топки котлов и камеры сгорания ГТУ и ДВС.

Сжатый воздух как энергоноситель используется для привода различных пневмомеханизмов, молотов, трамбовок, вибраторов, обрубных молотов, патронов для зажима деталей в станках, пневмоподъемников и т. д.

Воздух широко используется для транспортирования и перемешивания сыпучих материалов, сепарации пыли и для многих других процессов.

Рост сети газопроводов и увеличение их протяженности способствовали развитию газовых компрессоров на высокие давления — до 40 МПа и выше. Для доставки природного газа в пункт потребления через каждые 100...150 км газопроводов необходимо устанавливать компрессорные станции, перекачивающие до нескольких миллионов кубометров газа в сутки.

По принципу действия различают поршневые (объемные) компрессоры и турбокомпрессоры.

В поршневых машинах повышение давления происходит из-за уменьшения объема замкнутого пространства, в котором находится газ, за счет перемещения стенки (например поршня в цилиндре). При сжатии газ практически неподвижен, силы инерции в нем не проявляются (статическое сжатие). Характерной особенностью этих машин является периодичность рабочего процесса.

В турбокомпрессорах сжатие происходит вследствие использования сил инерции потока газа. Преобразование энергии в таких машинах можно условно разделить на два этапа: на первом этапе газу сообщается кинетическая энергия (например вращающимся лопаточным аппаратом), а на втором — поток газа тормозится и его кинетическая энергия преобразуется в потенциальную. Оба этапа могут совершаться одновременно. Характерной особенностью этих машин является непрерывность рабочего процесса.

Следует заметить, что получение сжатых газов является весьма энергоемким производством. Например, на многих машиностроительных заводах для привода компрессоров расходуется около 30 % общих затрат энергии, а на предприятиях горнорудной промышленности еще больше.

Конструктивная схема центробежного компрессора представлена на рис. 7.52, а. Можно сказать, что центробежный компрессор действует аналогично центробежному насосу.

Отметим, что компрессорная машина представляет собой открытую термодинамическую систему, и теория этой машины, с достаточно приемлемой точностью, основывается на термодинамике идеального газа. При этом погрешность составляет 2...3 %.

Реальный компрессорный процесс сжатия считается политропным. Работу политропного сжатия идеального газа l_k (без учета потерь на трение) можно определить по уравнению (1.19) (см. гл. 1).

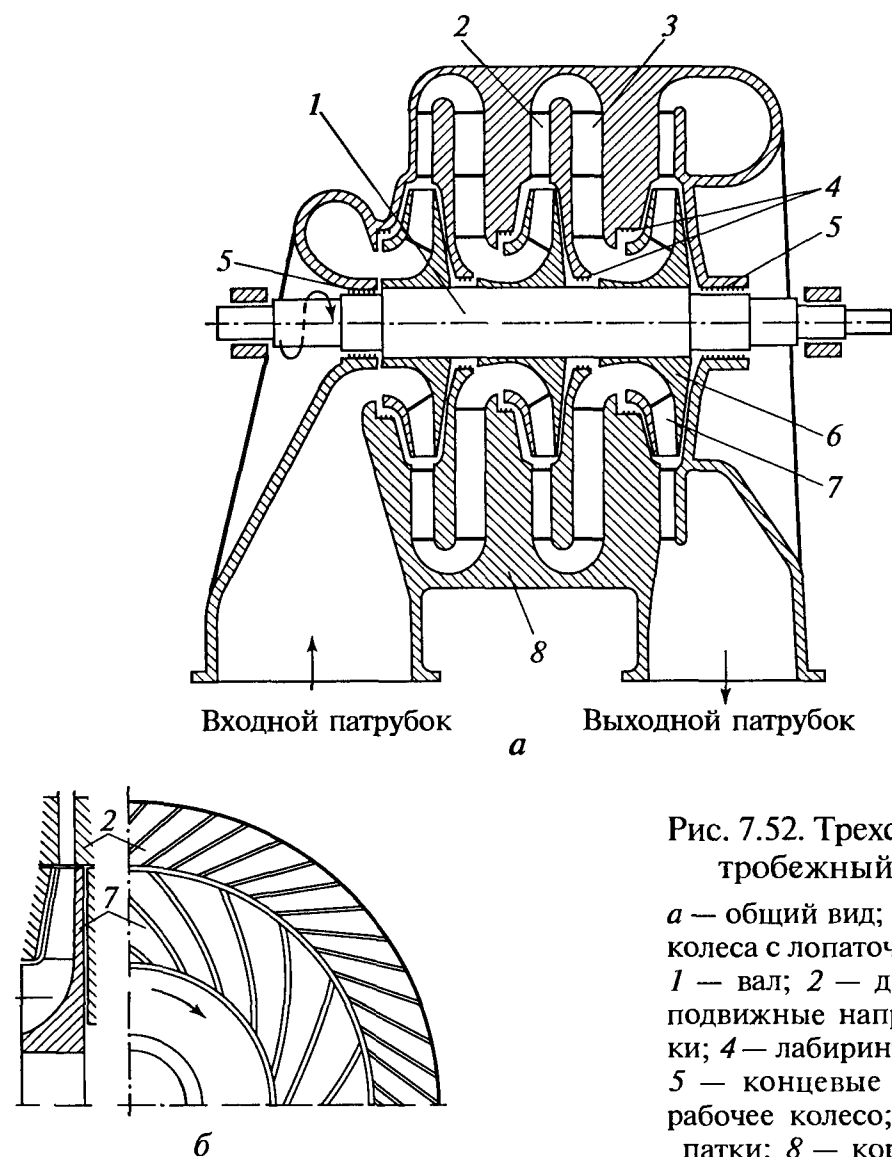


Рис. 7.52. Трехступенчатый центробежный компрессор:

а — общий вид; б — часть рабочего колеса с лопаточным диффузором; 1 — вал; 2 — диффузор; 3 — неподвижные направляющие лопатки; 4 — лабиринтовые уплотнения; 5 — концевые уплотнения; 6 — рабочее колесо; 7 — рабочие лопатки; 8 — корпус компрессора

Очевидно, что работа l_k , совершаемая над потоком в реальном компрессоре, расходуется на сжатие и перемещение газа, изменение его кинетической энергии и на внутренние потери.

При наличии потерь в зависимости от интенсивности внешнего охлаждения процесс сжатия в компрессоре может протекать с показателем политропы $n = 1,2...1,7$, меньшим или большим показателем адиабаты.

К основным параметрам компрессора относятся подача, конечное давление, мощность на валу и КПД (относительный), так как совершенство компрессорного процесса оценивают при помощи относительных термодинамических КПД — изотермического $\eta_{из}$ и изоэнтальпийного η_a .

Если действительный политропный процесс в компрессоре происходит с показателем n при удельной энергии L , то изотермический и изоэнтальпийный КПД определяют по формулам

$$\eta_{из} = L_{из} / L; \eta_a = L_a / L,$$

где $L_{из}$ и L_a — удельные энергии изотермического и изоэнтальпийного процессов.

Центробежные и осевые компрессоры (с неинтенсивным охлаждением) оцениваются при помощи изоэнтальпийного КПД η_a . Это объясняется тем, что для компрессоров этого типа изоэнтальпийный процесс является эталонным и наиболее совершенным.

Подачей называется количество газа (воздуха), подаваемого компрессором в единицу времени. Различают массовую m (кг/с) и объемную Q_0 (м³/с) подачу. В характеристиках машины обычно указывается объемная подача, отнесенная к условиям всасывания либо к нормальным условиям по ГОСТ 2939—63 ($t_n = 20^\circ\text{C}$, $p_n = 101,325$ кПа). Давление p , развиваемое компрессором, можно рассматривать как энергию, сообщаемую одному кубическому метру газа ($1 \text{ Дж/м}^3 = 1 \text{ Н} \cdot \text{м/м}^3 = 1 \text{ Па}$).

Мощность на валу центробежного компрессора для одной ступени

$$N_B = \frac{\rho Q_0 L_a}{1000 \eta_a \eta_{мех}}, \text{ кВт},$$

где ρ — плотность газа (воздуха), кг/м³; Q_0 — объемная подача, м³/с; L_a — удельная энергия изоэнтальпийного процесса сжатия, Дж/кг; η_a — относительный изоэнтальпийный КПД, равный 0,8...0,9; $\eta_{мех}$ — механический КПД, равный 0,96...0,98.

Мощность многоступенчатого компрессора представляет собой сумму мощностей отдельных ступеней.

Характеристиками центробежных компрессоров называются графически изображенные зависимости $p = f_1(Q_0)$, $N_B = f_2(Q_0)$ и $\eta_k = f_3(Q_0)$. Наиболее важной из них является зависимость между давлением (удельной работой) и подачей $p = f_1(Q_0)$.

На рис. 7.53 представлены размерные характеристики центробежного компрессора К-5500-42-1 при следующих начальных условиях: $T_n = 293$ К, $T_b = 298$ К, $p_n = 0,1$ МПа; $\Delta N_{мех} = 50$ кВт при $n = 3000$ об/мин, $m_b = 166,6$ кг/с. На кривых давления и мощности указаны соответствующие частоты вращения. На графике показаны также линии равных КПД ($\eta_{из}$).

Характеристики компрессоров имеют особенности, обусловленные сжимаемостью газа (воздуха). Важнейшей из них является граница помпажа, при котором подача машины уменьшается до нуля, а затем резко переходит в рабочий режим. Явление помпажа вызывает сильную вибрацию установки и связанных с ней напорных патрубков, что может вызвать выход машины из строя. Для предотвращения помпажа применяют противопомпажные клапаны, устанавливаемые на нагнетательном трубопроводе непосредственно за компрессором. При достижении давления, близкого к

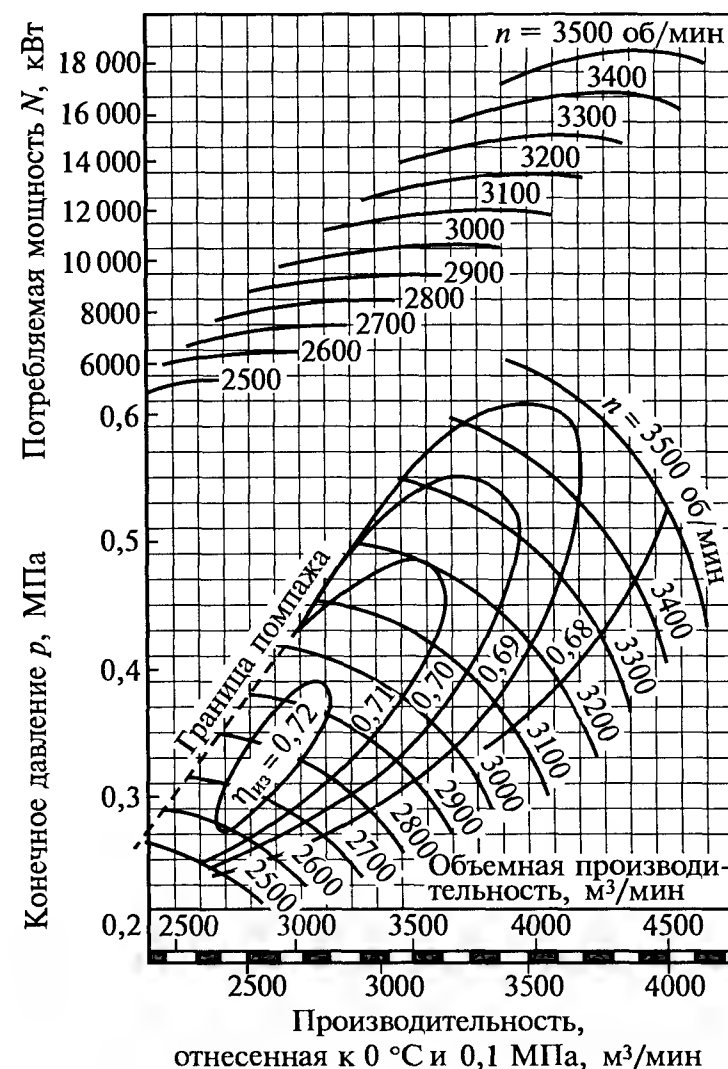


Рис. 7.53. Характеристики компрессора К-5500-42-1 при различной частоте вращения

максимальному, клапан открывается и выпускает газ наружу или перепускает его на вход машины, не позволяя тем самым снизить подачу $Q_{мин}$.

Размерные характеристики компрессора справедливы только для определенной температуры газа на входе в компрессор. В зимних условиях компрессоры могут иметь больший массовый расход газа m , чем летом, при одинаковых степенях повышения давления ϵ_p , так как плотность газа с понижением температуры повышается.

Конструкции центробежных компрессоров. Центробежные компрессоры предназначены для сжатия и транспортирования природного газа, а также для обеспечения работы агломерационных машин и сталеплавильных конвертеров, коксохимического производства, доменных печей, воздуходелительных установок, холодильных машин и др.

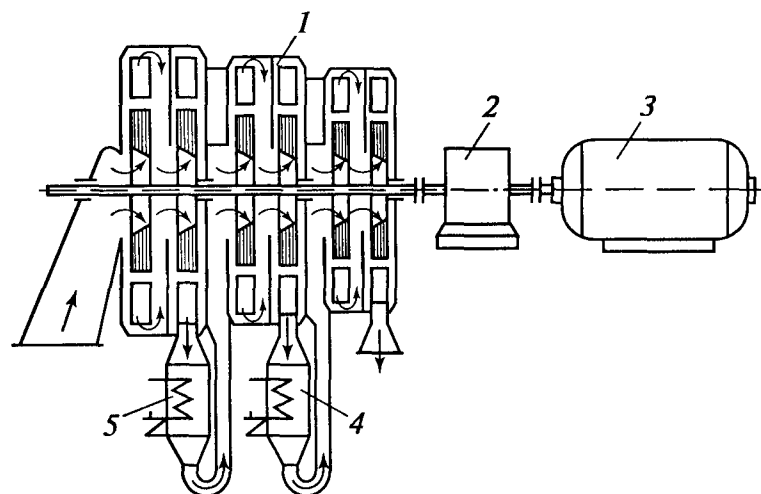


Рис. 7.54. Схема трехсекционного шестиступенчатого центробежного компрессора:

1 — компрессор; 2 — редуктор; 3 — привод; 4 — охладитель II секции; 5 — охладитель I секции

Центробежные компрессоры выполняются с большим разнообразием схем и конструкций проточной части, отдельных узлов и деталей. Их изготавливают одноступенчатыми и многоступенчатыми. Повышение давления, создаваемого одной ступенью центробежного компрессора, ограничивается аэродинамической прочностью рабочего колеса. Поэтому для достижения требуемого конечного давления применяются многоступенчатые компрессоры. В современных центробежных компрессорах в зависимости от требуемого конечного давления в одном корпусе размещают 6...8 ступеней. Многоступенчатые центробежные компрессоры могут иметь промежуточные теплообменники (охладители). После сжатия в секции, состоящей из 1...3 неохлаждаемых ступеней, газ охлаждается в теплообменнике (рис. 7.54).

Центробежные компрессоры общего назначения выпускаются с подачей 1,66; 4,166 и 8,33 м³/с, для кислородных блоков — 15 м³/с и выше, для доменных печей — от 50 до 200 м³/с. В отдельных случаях производят машины с малой подачей 1,0...1,5 м³/с (компрессоры для нефтехимии и др.). Компрессоры с подачей более 50 м³/с имеют в основном паротурбинный привод.

Компрессоры со средней и высокой подачей большей частью выпускаются с разъемом корпуса в горизонтальной плоскости по аналогии с современными паровыми турбинами. Диффузоры и обратные направляющие аппараты составляют одно целое с корпусом или же, что встречается чаще, размещаются на диафрагмах, плотно вставленных в корпус. Диафрагмы также имеют разъем в горизонтальной плоскости.

Все центробежные компрессоры, как правило, многоступенчатые. Охлаждение корпуса компрессора улучшает его энергетиче-

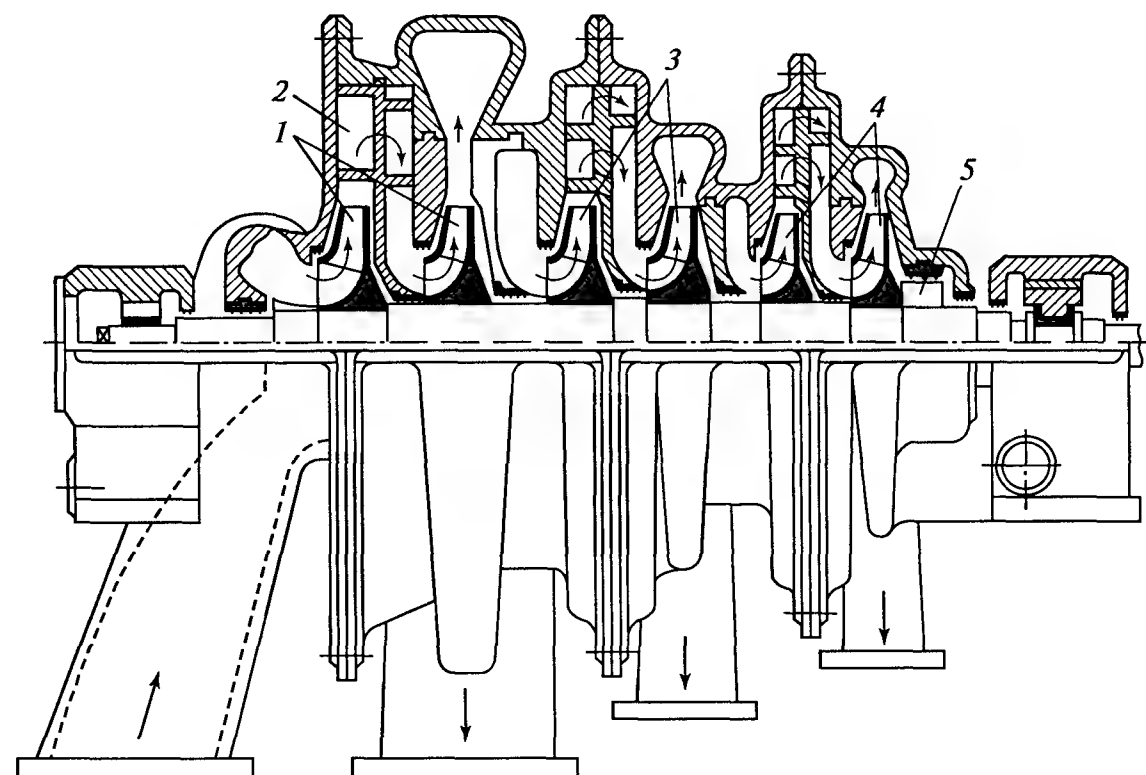


Рис. 7.55. Воздушный компрессор К-250-61-1:

1 — рабочее колесо I секции; 2 — диффузор канального типа первого колеса; 3 — рабочее колесо II секции; 4 — рабочее колесо III секции; 5 — думмис

ческие характеристики, но усложняет конструкцию корпуса, поэтому примеры таких машин единичны.

На рис. 7.55 представлен разрез широко распространенного в промышленности воздушного компрессора К-250-61-1. Компрессор шестиступенчатый, трехсекционный, имеет корпус с горизонтальным разъемом. Все подводящие и отводящие патрубки отлиты как одно целое с нижней половиной корпуса. Диффузоры компрессора канального типа имеют горизонтальный разъем и плотно вставлены в корпус. Привод компрессора электрический и соединен с компрессором через повышающий редуктор.

На рис. 7.56 дан продольный разрез четырехступенчатого компрессора типа К-3250-41-2, применяемого в доменном процессе. Подача такого компрессора $Q = 2840...3250$ м³/ч при конечном давлении $p = 0,36...0,42$ МПа. Привод компрессора происходит от паровой турбины АКВ-12-IV с частотой вращения 2500...3400 об/мин. Охлаждение производится выносным охладителем между второй и третьей ступенями.

Регулирование подачи компрессора. Регулирование параметров компрессора производят следующими способами: изменением частоты вращения вала, закруткой потока перед рабочим колесом и дросселированием потока на всасывании или нагне-

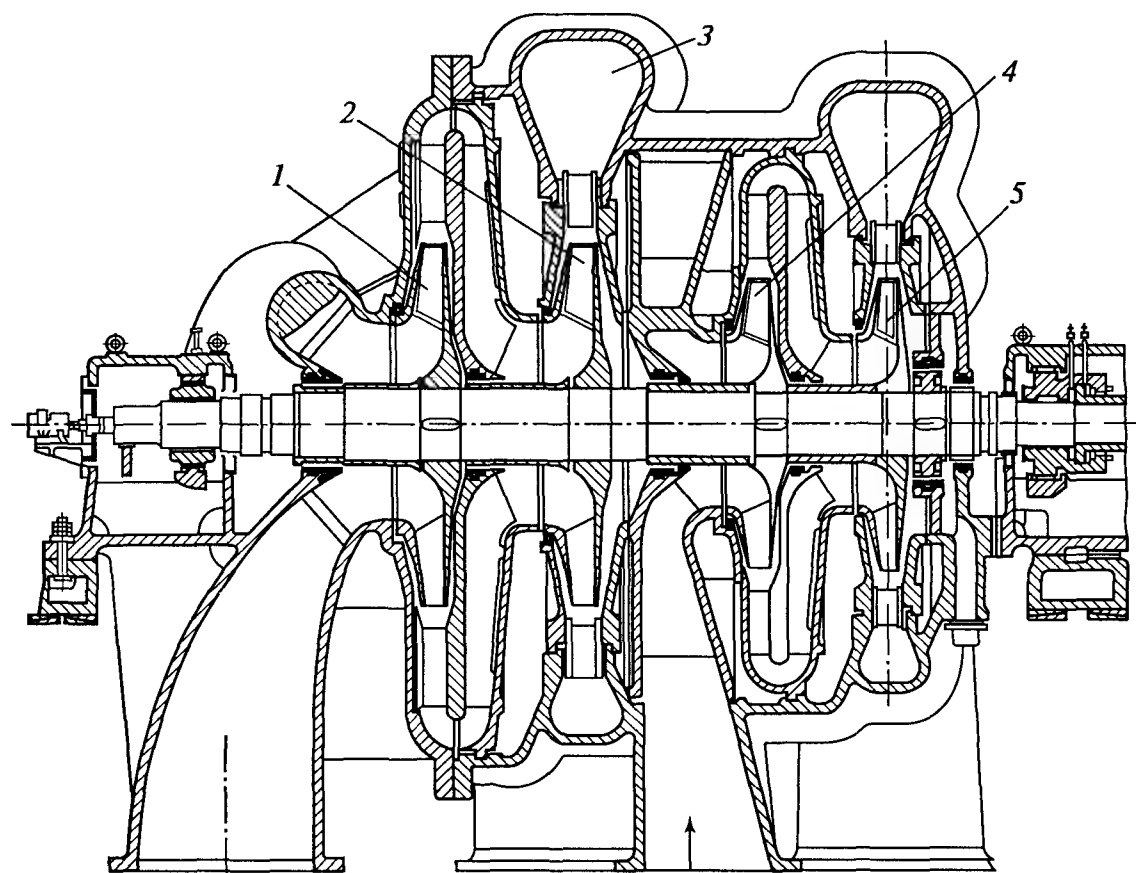


Рис. 7.56. Доменный компрессор К-3250-41-2:

1 — рабочее колесо I ступени; 2 — рабочее колесо II ступени; 3 — патрубок отвода газов в промежуточный холодильник; 4 — рабочее колесо III ступени; 5 — рабочее колесо IV ступени

тании. Приводным двигателем мощных компрессоров (мощностью более 3 МВт) является паровая или газовая турбина, и изменение частоты вращения достигается здесь без особых затруднений регулированием турбины.

Регулирование закруткой потока перед рабочим колесом осуществляется с помощью специального лопастного аппарата (рис. 7.57). При радиальном входе потока на колесо окружная составляющая абсолютной скорости $c_{1u} = 0$. При повороте лопатки изменяется угол входа потока на колесо ($\alpha_1 = \text{var}$), что влечет за собой появление составляющей $c_{1u} = \text{var}$ и связанное с ней изменение характеристики машины:

$$H_T = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g},$$

вызванное дополнительными потерями напора ($u_1 c_{1u}/g$). Такое регулирование достаточно эффективно, хотя и усложняет конструкцию машины.

Регулирование дросселированием потока — весьма простой, но самый неэкономичный способ изменения параметров. Дроссель (задвижку, шибер) устанавливают за компрессором или перед ним на различных расстояниях. Если дроссель находится на значительном расстоянии от компрессора, то его следует считать элементом сети, а изменение параметров машины — результатом работы ее на сеть с более крутой характеристикой. Падение давления на дросселе вызывает потери мощности, снижая экономичность работы машины.

Если дроссель находится вблизи машины, то его можно рассматривать либо как элемент сети, либо как элемент машины, влияющей на кинематику потока. В последнем случае изменение параметров будет являться результатом повышения гидравлических потерь в машине. Для обоих случаев характерны дополнительные потери энергии.

Заводы—изготовители центробежных компрессоров не придерживаются единой маркировки. Как правило, буквой К обозначается компрессор с промежуточным охлаждением, первая цифра означает расчетную подачу ($\text{м}^3/\text{мин}$), следующие цифры означают число ступеней, тип проточной части и особенность конструкции газоохладителя. Например, маркировка воздушного компрессора К-250-61-1 означает компрессор с подачей $250 \text{ м}^3/\text{мин}$, с числом ступеней 6, типом проточной части 1 и типом охладителя 1.

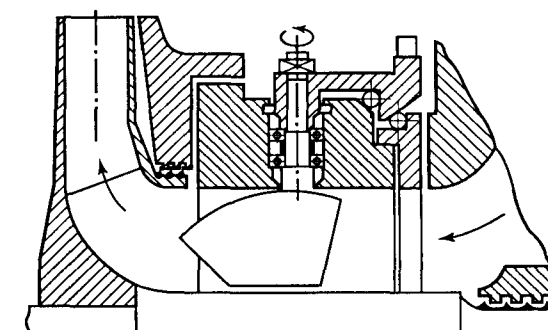


Рис. 7.57. Поворотный лопастный аппарат для закручивания потока перед рабочим колесом при регулировании центробежного компрессора

7.13. Поршневые насосы

Устройство и принцип действия насоса. Конструктивная схема насоса возвратно-поступательного действия и его теоретическая индикаторная диаграмма показаны на рис. 7.58. Поршневые насосы имеют цилиндры двустороннего действия (обе полости цилиндра — рабочие), либо цилиндры одностороннего действия (одна полость — рабочая).

В специальных камерах, примыкающих к цилиндру, располагаются всасывающий и нагнетательный клапаны. Они автоматически открываются и закрываются под действием разности давлений в полости и в соответствующем трубопроводе — всасывающем и напорном.

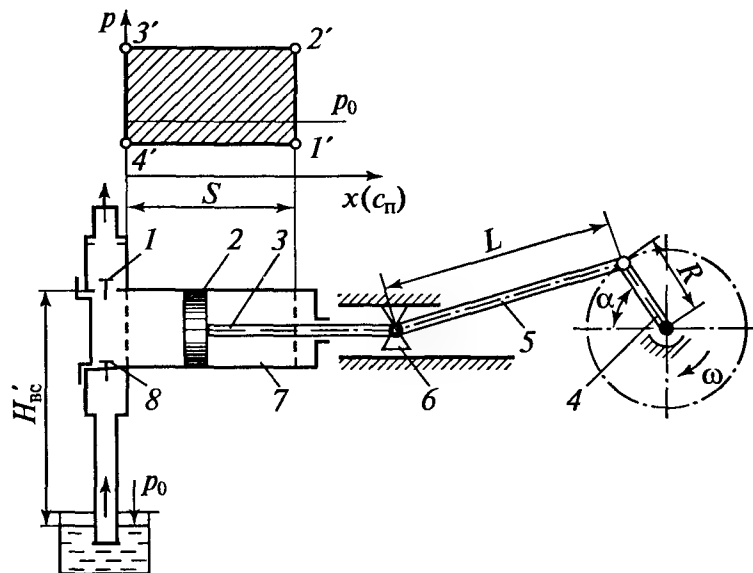


Рис. 7.58. Схема поршневого насоса одностороннего действия с кривошипно-шатунным механизмом:

1 — нагнетательный клапан; 2 — поршень; 3 — шток; 4 — кривошип; 5 — шатун; 6 — крейцкопф; 7 — цилиндр; 8 — впускной клапан; 1'... 4' — точки диаграммы

В большинстве насосов поршень соединяется с кривошипно-шатунным механизмом посредством штока и особого шарнирного устройства — крейцкопфа (ползуна),двигающегося в параллельных направляющих для устранения вертикальных сил поршня на стенки цилиндра под действием шатуна.

В месте прохода штока через крышку цилиндра помещается уплотнение, называемое сальником. В насосах с паровым приводом поршень насоса и поршень парового привода имеют один шток (прямодействующие насосы). При движении поршня из крайнего левого положения вправо объем полости цилиндра увеличивается, давление в ней понижается, всасывающий клапан открывается и цилиндр заполняется жидкостью при почти постоянном давлении (см. процесс 4'—1' на диаграмме рис. 7.58) В крайнем правом положении (точка 1') поршень изменяет свое движение на обратное, всасывающий клапан закрывается, давление в цилиндре резко возрастает до давления нагнетания (процесс 1'—2'), затем открывается нагнетательный клапан, и жидкость вытесняется поршнем из цилиндра (процесс 2'—3'). В крайнем левом положении поршень снова изменяет направление своего движения, давление в цилиндре падает (процесс 3'—4'), нагнетательный клапан закрывается, и цикл повторяется.

Разность давлений, обеспечивающая открытие клапанов и преодоление их гидравлических сопротивлений, определяет дополнительные затраты работы по сравнению с циклом идеального насоса (рис. 7.59). Эти потери давления не постоянны в течение всего хода поршня. На процессы всасывания и нагнетания замет-

ное влияние оказывают силы инерции жидкости, перемещаемой поршнем при его неравномерном движении, а также инерция запорных органов клапанов и прилипание их к своим седлам (рис. 7.60). Вследствие постепенного, а не мгновенного, открывания клапанов давление в насосе изменяется также постепенно. Этим определяется наклон линии *ab* и *cd* на действительной индикаторной диаграмме (см. рис. 7.62).

Расстояние между крайними положениями поршня называют его ходом *S*, а объем, создаваемый стенками цилиндра и поршнем за один ход, — рабочим объемом цилиндра, $V_h = \pi SD^2/4$, где *D* — диаметр цилиндра.

Подача насоса одностороннего действия

$$V = \lambda n V_h = \lambda n \pi S D^2 / 4, \quad (7.19)$$

а подача насоса двустороннего действия

$$V = \lambda n (2 V_h - S f_{шт}),$$

где *n* — частота вращения вала насоса (число двойных ходов поршня в секунду); λ — коэффициент подачи, учитывающий утечки жидкости из-за неплотностей в клапанах, сальниках и уплотнениях поршня (для насосов, применяемых в теплоэнергетике, $\lambda = 0,9 \dots 0,95$); $f_{шт}$ — площадь сечения штока.

Давление, развиваемое насосом,

$$p = p_{вых} - p_{вх},$$

где $p_{вых}$ и $p_{вх}$ — давление на выходе из насоса и на входе в него.

Вместо давления часто указывают напор насоса (м вод. ст.):

$$H = p / (\rho g),$$

где ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; *g* — ускорение свободного падения, м/с².

Индикаторная диаграмма реального насоса (см. рис. 7.59) позволяет определить среднее индикаторное давление p_i . Это ус-

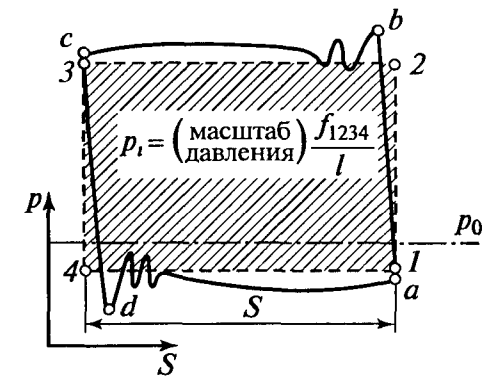


Рис. 7.59. Действительная индикаторная диаграмма поршневого насоса

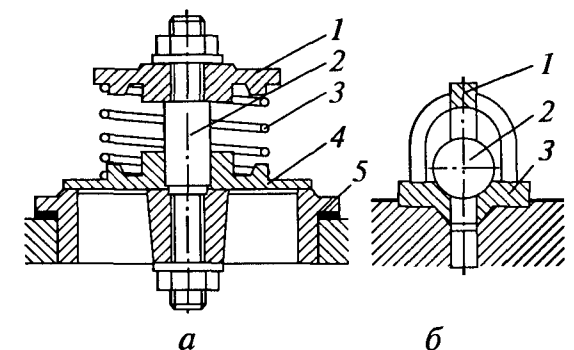


Рис. 7.60. Клапаны:

а — тарельчатый: 1 — ограничитель хода пружины; 2 — направляющий стержень; 3 — пружина; 4 — тарелка; 5 — седло; б — шаровой: 1 — ограничитель подъема; 2 — запорный шарик; 3 — седло

ловное постоянное давление в рабочей полости цилиндра, преодолевая которое в течение своего хода, поршень совершает работу, эквивалентную работе, рассчитанной по данной индикаторной диаграмме. Среднее индикаторное давление определяется высотой (выраженной в единицах давления) равного по площади индикаторной диаграмме прямоугольника с основанием, длина которого равна длине индикаторной диаграммы. Площадь индикаторной диаграммы замеряют планиметром или путем суммирования элементарных площадей.

Исходя из определения среднего индикаторного давления, находят индикаторную (внутреннюю) мощность насоса:

$$N_i = n p_i V_h.$$

Мощность на валу насоса N_e больше внутренней (индикаторной) мощности с учетом механических потерь в узлах трения на привод вспомогательных механизмов, что обычно оценивается механическим КПД насосной установки $\eta_{\text{мех}}$. Таким образом,

$$N_e = N_i / \eta_{\text{мех}}.$$

Мощность, сообщаемую насосом подаваемой жидкости, называют *полезной мощностью* $N_{\text{п}}$. Очевидно, что

$$N_{\text{п}} = pV = \rho g H V,$$

где V — действительная подача насоса.

Общий КПД насоса характеризует эффективность использования энергии, подведенной на вал насоса:

$$\eta = N_{\text{п}} / N_e.$$

Общий КПД учитывает все виды потерь в насосе: гидравлические, возникающие при движении потока от всасывающего к напорному патрубку, объемные (потери жидкости в насосе) и механические.

Общий (полный) КПД насоса

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{об}},$$

где $\eta_{\text{г}}$ — гидравлический КПД (для поршневых насосов $\eta_{\text{г}} = 0,8 \dots 0,94$); $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД (для поршневых насосов $\eta_{\text{мех}} = 0,9 \dots 0,95$); $\eta_{\text{об}}$ — объемный КПД ($\eta_{\text{об}} = \lambda = 0,85 \dots 0,95$).

Для насосов с кривошипно-шатунным механизмом $\eta = 0,65 \dots 0,85$.

Работа насоса существенно зависит от условий всасывания. Наиболее низкое давление получается в самой верхней точке полости цилиндра в тот момент, когда поршень изменяет направление своего движения (начинает всасывающий ход). Это минимальное давление должно быть больше давления насыщенного пара $p_{\text{н.п}}$ перекачиваемой жидкости, т.е. $p_{\text{вс}}^{\text{мин}} > p_{\text{н.п}}$. В противном случае

жидкость в месте минимального давления вскипит и в насосе начнется кавитация, вызывающая уменьшение подачи и удары в проточной полости насоса.

Давление в цилиндре с учетом влияния сил инерции при всасывании

$$p_{\text{вс}} = p_0 - \rho g H'_{\text{вс}} - \rho g h_{\text{вс}} \pm p_j,$$

где p_0 — давление на поверхности всасываемой жидкости; $H'_{\text{вс}}$ — расстояние по вертикали от поверхности всасываемой жидкости до верхней точки полости цилиндра (см. рис. 7.58); $h_{\text{вс}}$ — потери напора во всасывающем тракте; p_j — понижение давления, обусловленное инерцией неравномерно всасываемой жидкости.

Очевидно, что наименьшее значение $p_{\text{вс}}$ достигается в начале хода всасывания, а кавитация наступает при $p_{\text{вс}}^{\text{мин}} = p_{\text{н.п}}$.

По аналогии с центробежными насосами можно определить высоту $H_{\text{вс}}^{\text{макс}}$, при которой начинается явление кавитации, и, взяв определенный запас, найти допустимую высоту всасывания.

Расчеты показывают, что увеличение частоты вращения вала насоса или повышение температуры жидкости (повышается $p_{\text{н.п}}$) существенно понижают высоту всасывания. При определенной температуре жидкости может оказаться, что $p_0 - p_{\text{н.п}} = 0$ и $H_{\text{вс}}^{\text{макс}}$ станет отрицательной величиной. Тогда насос придется устанавливать ниже приемного резервуара, т.е. организовывать так называемый подпор насоса.

Допустимая высота всасывания обычно указывается в паспорте насоса и при температуре воды до 30°C (303 К) в поршневых насосах обычно не превышает 4...6 м.

Характеристики и регулирование подачи. Основной характеристикой насоса является зависимость между его подачей V и рабочим давлением $p = f(V)$. При малых значениях давления в сети подача насоса практически не зависит от развиваемого давления и характеристики $p = f(V)$ для различных значений n близки к вертикальным линиям (рис. 7.61).

Однако при значительных давлениях утечки в полости насоса возрастают (снижается коэффициент подачи λ) и характеристики $p = f(V)$ отклоняются от вертикали в сторону оси ординат (см. пунктирные линии на рис. 7.61).

Насос обычно подключается к системе трубопроводов, на которых установлены запорные, регулирующие и другие устройства. Совокупность этих устройств и трубопроводов называют сетью. Гидрав-

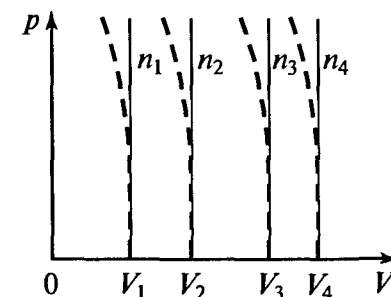


Рис. 7.61. Теоретические (сплошные) и действительные (пунктирные) характеристики давления при $n = \text{var}$

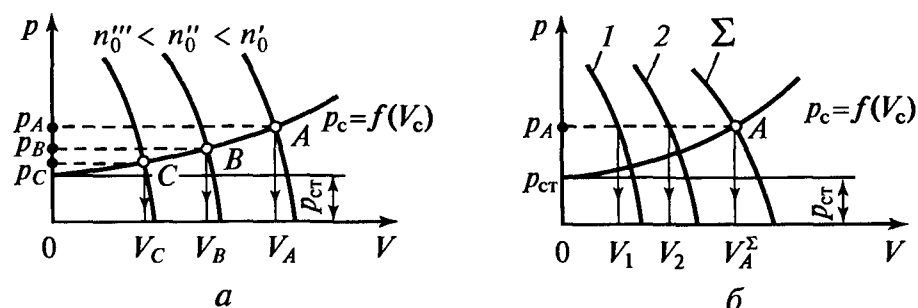


Рис. 7.62. Характеристики работы поршневых насосов на сеть:

a — при регулировании подачи изменением частоты вращения вала ($n = \text{var}$); *б* — при параллельной работе двух (1, 2) насосов

лические свойства сети определяются ее характеристикой, т. е. зависимостью между расходом V_c и давлением p_c в сети. Характеристики большинства сетей имеют обычно вид квадратичной параболы.

Пересечение характеристик насоса и сети определяет рабочие точки *A*, *B*, *C* при разных частотах вращения вала (рис. 7.62, *a*).

Регулирование подачи. По условиям эксплуатации иногда необходимо изменить подачу насоса. В соответствии с уравнением (7.19)

$$V = n\lambda\pi SD^2/4.$$

Подача насоса находится в зависимости от четырех факторов: D , S , n и λ . Изменения подачи теоретически можно достигнуть изменением одного или нескольких из них. Практически же изменение D для регулирования подачи насоса с заданными геометрическими размерами невозможно. Можно регулировать подачу насоса изменением λ . Для этого необходимо выполнить всасывающий или напорный клапан управляемым и задерживать посадку его на седло во время соответствующего хода подачи или всасывания. Этот способ регулирования применяют редко, так как он связан с понижением общего КПД насоса и, следовательно, энергетически неэффективен.

Регулирование изменением длины хода поршня применяют в малых поршневых насосах с кривошипно-шатунным приводом; в таких насосах палец кривошипа можно переставлять в прорези щеки кривошипа. При остановке насоса можно переставить палец на определенное расстояние R от центра и получить $S = 2R$, необходимое для получения требуемой подачи.

Основным способом регулирования подачи поршневого насоса с электрическим приводом является изменение частоты вращения приводного двигателя или перемена отношения передаточных устройств, включенных между двигателем и насосом. Этот способ регулирования оправдывается энергетически.

Дросселирование как способ регулирования поршневых насосов недопустимо, так как оно почти не влияет на подачу, но существенно увеличивает потребляемую мощность.

Поршневой насос может развивать практически любое давление, и это зависит от мощности привода и применяемых конструктивных материалов корпуса, штока, уплотнений и т. д. Последовательное соединение поршневых насосов не практикуется. Для увеличения подачи в сеть два или несколько насосов включают параллельно. Суммарная характеристика двух параллельно работающих насосов изображена на рис. 7.62, *б*. Характеристика получена сложением подачи насосов при одинаковых напорах. Точка *A* на характеристике сети определяет режим работы насосов и указывает, что каждый параллельно работающий насос должен создавать давление p_A , а общая их подача составит $V_A^\Sigma = V_1 + V_2$.

Конструкции поршневых насосов. В зависимости от конструкции, назначения и условий работы поршневые насосы классифицируются следующим образом:

по роду действия — на насосы одно- и двухстороннего действия;

расположению осей цилиндров — на горизонтальные и вертикальные;

конструкции поршня — на собственно поршневые насосы, у которых поршень выполнен в виде диска с уплотняющими кольцами; плунжерные насосы, у которых поршень и шток составляют одно целое; диафрагмовые насосы, у которых всасывание и нагнетание достигаются изменением формы гибкой круглой пластины (диафрагмы), выполненной из кожи, прорезиненной ткани или тонкой стали;

способу соединения с приводом — на поршневые насосы с кривошипно-шатунным механизмом; прямодействующие, у которых имеется общий шток с приводной паровой или пневматической машиной; ручные, приводимые в действие вручную.

Кроме того, поршневые паровые насосы подразделяются на насосы общетехнического назначения (питательные, топливные, конденсатные и др.) и нефтяные. Насосы предназначены для работы в стационарных и транспортных условиях для перекачивания пресной и морской воды, нефтепродуктов, каменноугольных смол, а также других жидкостей, сходных с указанными по плотности, вязкости и химической активности.

В теплоэнергетике применяются питательные насосы для подачи воды в парогенераторы, топливные насосы для подачи топлива к горелочным устройствам, насосы-дозаторы для введения химических реагентов в определенных пропорциях (дозах) в котловую воду.

По конструктивным признакам прямодействующие двухпоршневые насосы двустороннего действия делятся на горизонтальные (ПДГ) и вертикальные (ПДВ).

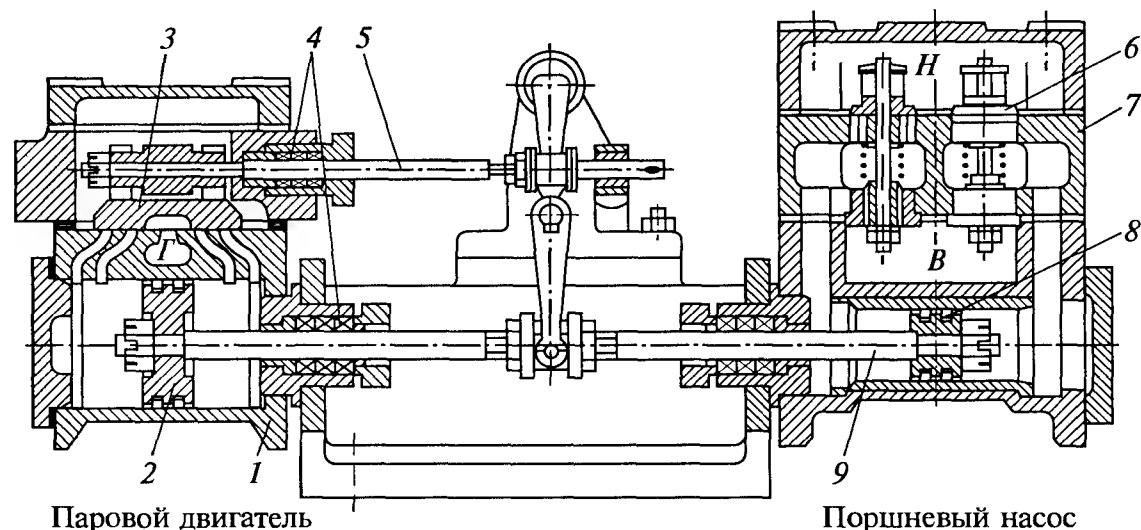


Рис. 7.63. Устройство прямодействующего насоса:

1 — паровой цилиндр; 2 — паровой поршень; 3 — золотниковый распределительный механизм; 4 — сальники; 5 — шток золотника; 6 — нагнетательный клапан; 7 — силовой цилиндр; 8 — силовой поршень; 9 — шток насоса

Прямодействующий двухпоршневой насос включает в себя по две гидравлические и по две паровые полости цилиндра, поршни которых жестко связаны между собой (рис. 7.63). Подвод свежего пара к паровому цилиндру и отвод отработавшего пара производятся с помощью золотникового распределения. Насосы ПДГ имеют подачу от 2,5 до 60 м³/ч на давление от 0,4 до 2,0 МПа, а насосы ПДВ — от 10 до 250 м³/ч на давление от 0,4 до 5,0 МПа.

Условное обозначение, например ПДГ 25/45, читается: прямодействующий двухпоршневой горизонтальный насос двустороннего действия с подачей 25 м³/ч и давлением на выходе 4,45 МПа (45 кгс/см²).

7.14. Поршневые компрессоры

Устройство и работа поршневого компрессора. Поршневые компрессоры по конструктивным признакам сходны с поршневыми насосами. Конструктивная схема одноступенчатого компрессора с цилиндром двойного действия и индикаторная диаграмма представлены на рис. 7.64. Цилиндр компрессора, закрытый с обеих сторон крышками, имеет две полости. В стенках цилиндра в специальных коробах расположены всасывающий и нагнетательный клапаны, которые открываются и закрываются автоматически под действием перепада давлений между рабочей полостью и соответствующей камерой (всасывающей либо нагнетательной).

Цилиндры поршневых компрессоров чаще всего охлаждаются водой. Для этого в них предусмотрена специальная водяная

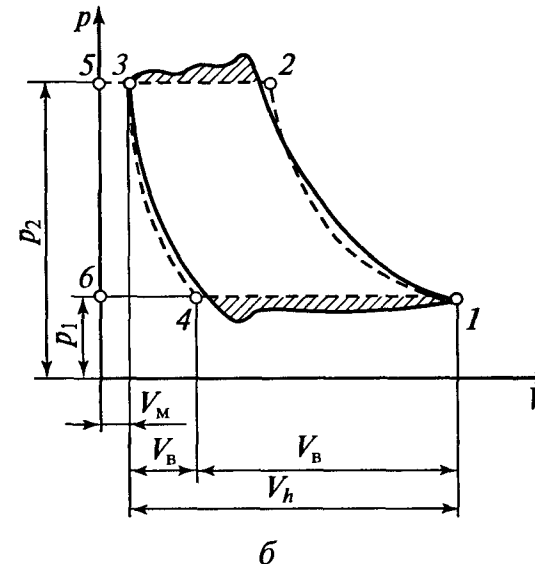
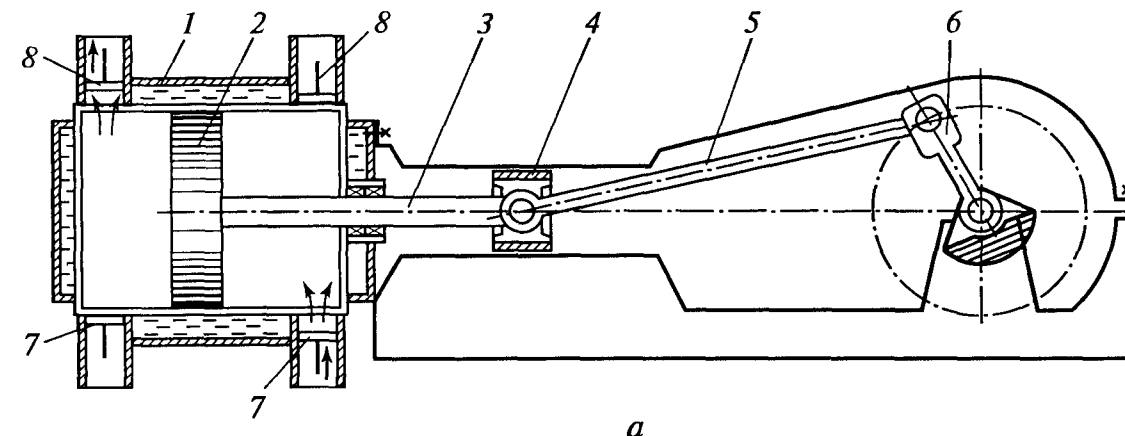


Рис. 7.64. Одноступенчатый поршневой компрессор двустороннего действия:

а — общая схема: 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — шток; 4 — кривошип; 5 — шатун; 6 — кривошип; 7, 8 — всасывающий и нагнетательный клапаны; б — индикаторная диаграмма: 1...5 — точки процесса

рубашка. Небольшие компрессоры выполняют с воздушным охлаждением, а их поршень соединен непосредственно с шатуном (бескрейцкопфные компрессоры). В месте прохода штока через крышку цилиндра помещается уплотнение, называемое сальником.

Перепад давлений, обеспечивающий открытие клапанов и преодоление их гидравлических сопротивлений, определяет дополнительные затраты работы по сравнению с идеальным компрессорным циклом (см. заштрихованные площадки на индикаторной диаграмме рис. 7.64).

В рабочей полости цилиндра в конце нагнетания всегда остается газ объемом V_m , который называется мертвым объемом. Его величина определяется в основном размерами зазора между поршнем, находящимся в крайнем положении, и крышкой цилиндра. Зазор необходим для исключения удара поршня о крышку.

Отношение объема мертвого пространства V_m к рабочему объему V_h называется относительным объемом мертвого пространства:

$$a = V_m / V_h.$$

В большинстве цилиндров компрессоров $a < 0,05$. Остаток газа в мертвом пространстве расширяется по линии 3—4 (см. рис. 7.64), поэтому всасывание газа начинается не в начале хода поршня, а в конце процесса расширения, т.е. в точке 4. Следовательно, объем V_b фактически поступившего в цилиндр газа оказывается меньше рабочего объема цилиндра.

Отношение объема всасываемого газа V_b к рабочему объему V_h называется объемным коэффициентом:

$$\lambda_v = V_b/V_h.$$

Считая процесс расширения (линия 3—4) политропным, можно записать

$$V_b/V_m = (p_2/p_1)^{1/n} = \varepsilon_p^{1/n}.$$

Отношение этих объемов может быть также представлено в следующем виде:

$$V_b/V_m = (V_m + V_h - V_b)/V_m = 1 + (1/a)(1 - \lambda_v),$$

откуда получаем объемный коэффициент

$$\lambda_v = 1 - a(\varepsilon_p^{1/n} - 1). \quad (7.20)$$

Для современных компрессоров $\lambda_v = 0,7 \dots 0,9$.

Из формулы (7.20) видно, что увеличение степени повышения давления ε_p при $a = \text{const}$ приводит к снижению λ_v , т.е. подачи компрессора. В пределе при критическом значении $\varepsilon_p^{\text{пред}} = (1 + 1/a)^n$ подача становится равной нулю ($\lambda_v = 0$). Если принять, например, $a = 0,1$; $n = 1,2$, то компрессор будет работать вхолостую при $\varepsilon_p = 17,8$. Таким образом, в одной ступени компрессора можно достичь только определенных значений ε_p .

Снижение подачи компрессора связано также с отсутствием герметичности цилиндра (возможны утечки газа через клапаны, сальники), подогревом газа в процессе всасывания и другими причинами и в целом характеризуется коэффициентом подачи $\lambda = V_d/V_t$, где V_d — действительная, а V_t — теоретическая подачи компрессора.

Для компрессоров, имеющих цилиндры простого действия,

$$V_t = FSn_0 = V_h n_0, \quad (7.21)$$

где F — площадь поршня; S — ход поршня; n_0 — частота вращения вала.

Коэффициент подачи λ определяется при испытаниях машины и обычно составляет $0,6 \dots 0,85$.

Для увеличения подачи поршневых компрессоров необходимо увеличивать размеры цилиндров и поршней, в результате чего воз-

растает сила инерции возвратно-поступательных масс машины. Поэтому поршневые компрессоры проектируют с довольно низкими частотами вращения вала. С технико-экономических позиций подачу поршневого компрессора, равную $3,5 \text{ м}^3/\text{с}$, следует считать предельной, хотя имеются и более мощные машины.

Мощность и КПД компрессора. Ранее отмечалось, что компрессоры выполняют обычно с водяным охлаждением цилиндра и его крышки. При этом обеспечивается довольно интенсивный теплообмен и процессы сжатия и расширения являются политропными со средними значениями показателей $n = 1,35$ и $n = 1,2$ (для двухатомных газов).

Точный расчет работы цикла компрессора производится по уравнениям термодинамики реальных газов.

Расчет компрессоров с конечным давлением сжатия до 10 МПа по уравнениям термодинамики идеального газа дает результаты, весьма близкие к действительным, поэтому последующее изложение материала основано на теории компрессора идеального газа.

При высоких давлениях, применяющихся, например, при синтезе химических продуктов, учет свойств реальных газов при расчете компрессора совершенно необходим.

Вычисляя работу, затрачиваемую на валу компрессора, можно пренебрегать влиянием мертвого пространства. Последнее не оказывает заметного влияния на потребление энергии компрессором, потому что работа, затрачиваемая на сжатие газа в объеме мертвого пространства, в значительной мере возвращается на вал в процессе расширения.

Для вычисления мощности компрессора воспользуемся относительным изотермическим КПД, откуда получим:

$$N = \frac{N_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}\eta_{\text{м}}}.$$

Используя выражение удельной энергии изотермического компрессорного процесса $L_{\text{из}}$ (Дж/кг) и значение массовой подачи компрессора M (кг/с), окончательно получим

$$N = \frac{ML_{\text{из}}}{1000\eta_{\text{из}}\eta_{\text{м}}} = \frac{p_1 V_1 \ln p_2/p_1}{1000\eta_{\text{из}}\eta_{\text{м}}}, \text{ кВт},$$

где p_1 и p_2 — давления на всасывающей и нагнетательной сторонах, Па; V_1 — объемная производительность компрессора (подача) по условиям всасывания, $\text{м}^3/\text{с}$; $\eta_{\text{из}}$ — изотермический КПД, который зависит от интенсивности охлаждения и находится в пределах $0,65 \dots 0,85$; $\eta_{\text{м}}$ — механический КПД (для компрессоров в крейцкопфном исполнении $\eta_{\text{м}} = 0,9 \dots 0,93$, для малых бескрейцкопфных $\eta_{\text{м}} = 0,8 \dots 0,85$).

Характеристики и регулирование подачи. Компрессор обычно подключается к системе трубопроводов, на которых установлены запорные, регулирующие и другие устройства. Совокупность этих устройств и трубопроводов называется сетью. Гидравлические свойства сети определяются ее характеристикой, т. е. зависимостью между расходом V_c и давлением p_c в сети. Характеристика большинства газовых сетей имеет вид параболы.

Одной из важных характеристик компрессора является зависимость между его подачей V_0 и рабочим давлением p_2 : $p_2 = f(V_0)$. В расчетном режиме подача поршневого компрессора практически не зависит от развиваемого давления и характеристики $p_2 = f(V_0)$ для различных значений n_0 близки к вертикальным линиям (рис. 7.65).

Пересечение характеристик компрессора и сети определяет рабочую точку A и рабочие параметры машин — подачу и давление. Расход газа в сети по условиям работы потребителей обычно непостоянен. Во избежание резких колебаний давления газа в сети необходимо изменять подачу компрессоров так, чтобы она всегда соответствовала потреблению. Регулирование подачи компрессоров в настоящее время осуществляется следующими способами: отключением одной или нескольких машин при их параллельной работе на сеть, изменением частоты вращения вала компрессора, изменением объема мертвого пространства цилиндра, дросселированием потока на всасывании и отжатием пластин всасывающего клапана.

Периодические остановки компрессора (отключение машины от сети) возможны лишь при значительном и, главное, длительном снижении потребления газа. Очень часто отключение машины приводит к чрезмерному перегреву электропривода и выходу его из строя.

Изменение частоты вращения вала, как это видно из формулы (7.21) пропорционально изменяет подачу и индикаторную мощность машины. Такое регулирование может быть осуществлено в установках с приводом от турбины, ДВС и электродвигателя постоянного тока. Электродвигатели переменного тока как основной вид привода поршневых компрессоров чаще всего не приспособлены для регулирования частоты их вращения.

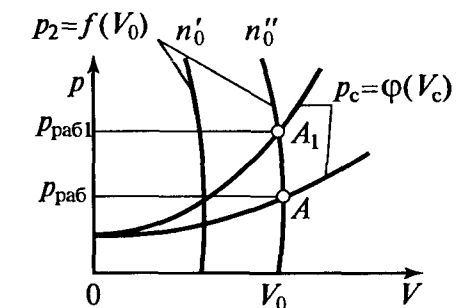


Рис. 7.65. Характеристики работы поршневого компрессора на различные сети и при различной частоте вращения вала (n'_0 , n''_0)

В последнее время для изменения частоты вращения вала широко используется применение на приводных двигателях тиристорных преобразователей частоты, что позволяет регулировать подачу компрессора.

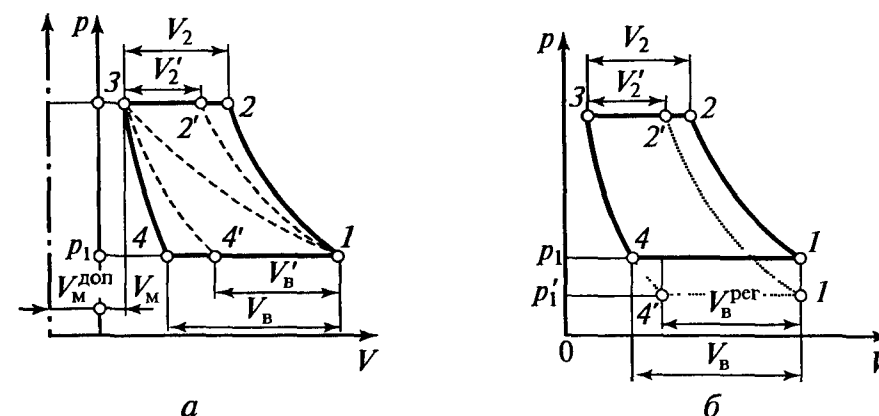
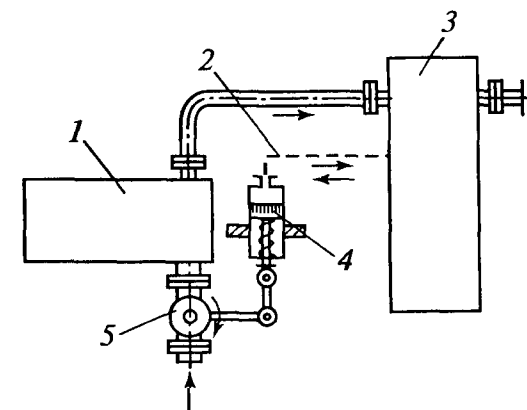


Рис. 7.66. Индикаторная диаграмма одноступенчатого поршневого компрессора при регулировании подключением дополнительного мертвого объема (а) и дросселированием на всасывании (б)

Изменение объема мертвого пространства достигается подключением к цилиндру отдельной полости постоянного или переменного объема. Подключение дополнительного мертвого объема $V_M^{\text{доп}}$ уменьшает объем всасываемого газа ($V'_B < V_B$), так как политропа расширения $3-4'$ становится более пологой (рис. 7.66, а). Для удобства сравнения процесс расширения с $V_M^{\text{доп}}$ изображен в сдвинутой системе координат. Новая политропа сжатия (линия $1-2'$) будет соответствовать меньшему объему подаваемого в сеть газа ($V'_2 < V_2$). В пределе объем мертвого пространства может быть таким, что политропы расширения и сжатия совпадут с линией $1-3$ и подача станет равной нулю. Такой способ регулирования применяется на новейших компрессорах со средней и большой подачей.

Дросселирование газа на всасывании осуществляется шибером или задвижкой. В результате падения давления перед компрессором объем всасываемого газа уменьшается с V_B до $V_B^{\text{пер}}$ (рис. 7.66, б), а объем подачи уменьшается с V_2 до V'_2 , но при этом растут степень повышения давления в цилиндре ϵ_p и связанная с ней температура. Во избежание воспламенения смазки, применяемой в цилиндрах, температура газа на нагнетании не должна превышать

Рис. 7.67. Автоматическое устройство для регулирования подачи дросселированием на всасывании: 1 — компрессор; 2 — трубка; 3 — баллон; 4 — поршневой механизм; 5 — дроссельная заслонка



160... 170 °С. Схема автоматического регулирования такого типа показана на рис. 7.67. Если расход из баллона 3 в сеть уменьшается, то при данной подаче компрессора 1 давление в баллоне 3 возрастает и, передаваясь по трубке 2 в полость поршневого механизма 4, воздействует на поршень, который, сжимая пружину, прикрывает дроссельную заслонку 5 и подача компрессора уменьшается, сравниваясь с расходом газа из баллона. Регулирующее устройство может быть настроено на требующуюся подачу натяжением пружины поршневого механизма 4. Благодаря простоте и автоматичности действия этот способ регулирования широко применяется при высоких степенях сжатия, но энергетическая эффективность его невысока.

Отжимание пластин всасывающего клапана, как способ регулирования подачи, осуществляется по схеме, показанной на рис. 7.68. Если вследствие уменьшения расхода в сети давление в баллоне 2 повысится, то повышенное давление, передаваясь по импульсной трубке 1 к поршневому механизму 4, преодолеет натяжение пружины и подвинет вниз поршень 5. Шток поршня имеет на конце вилку 3, рожки которой будут препятствовать пластине всасывающего клапана садиться на седло. При этом сжатие и подача газа не произойдут, потому что всасывающий клапан будет открыт и газ из цилиндра будет выталкиваться во всасывающий трубопровод. Вследствие этого произойдет пропуск сжатия и подачи. Это будет продолжаться до тех пор, пока давление в баллоне 2 не понизится и поршень 5 не приведет вилку 3 в нормальное положение, не препятствующее пластине клапана *K* плотно садиться на место. Таким образом, уменьшение подачи компрессора достигается здесь пропусками подачи. Это очень простой способ регулирования, но энергетическая эффективность его мала, так как на холостой ход при пропуске подачи затрачивается не менее 15 % полной мощности.

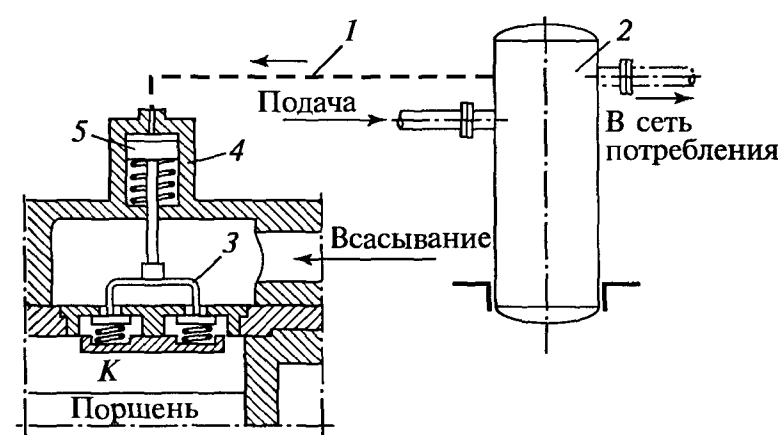


Рис. 7.68. Регулирование подачи отжиманием пластин всасывающего клапана:
1 — импульсная трубка; 2 — баллон; 3 — вилка; 4 — поршневой механизм; 5 — поршень

Такой способ регулирования применяется для компрессоров с любыми степенями сжатия и подачами.

Отжим клапанов линии всасывания в течение всего хода поршня приводит, как указывалось, к пропускам подачи, т. е. к снижению подачи компрессора до нуля.

В настоящее время применяют отжим клапанов на части хода поршня, получая возможность плавного изменения подачи от номинальной до 0,1 номинальной.

Многоступенчатые компрессоры. Одноступенчатые поршневые компрессоры с водяным охлаждением цилиндра применяются в основном для сжатия газов до давления менее 0,6 МПа. Более высокое давление получают в многоступенчатых компрессорах с охлаждением газа в холодильнике после каждой ступени.

При сжатии газа температура его повышается. В табл. 7.4 приведены конечные температуры воздуха, сжимаемого при различных условиях в компрессоре с $D = 0,7$ м, от начальной температуры $t_1 = 293$ К. Так как компрессорные смазочные масла имеют температуру вспышки 493... 533 К, то конечная температура сжатия 493... 443 К, получаемая при $\epsilon_p = 8$, является опасной. Электрические разряды невысокого потенциала, возникающие в проточной части компрессоров, могут вызвать возгорание нагара и затем при достаточной концентрации масляных паров в воздухе взрыв компрессора. Это ограничивает степень повышения давления в одном цилиндре компрессора.

В современных компрессорах с водяным охлаждением степень повышения давления в одном цилиндре выше семи встречаются редко. В отечественных конструкциях большой подачи $\epsilon_p \leq 4$. Если степень повышения давления компрессора превышает семь, то процесс сжатия ведут в нескольких последовательно включенных полостях — ступенях давления — и при пе-

Таблица 7.4

Температура сжатия при адиабатном и политропном процессах

$\epsilon_p = P_2/P_1$	Конечная температура воздуха, К		
	Адиабатное сжатие	Политропное сжатие с охлаждением цилиндра	Политропное сжатие с охлаждением цилиндра и крышки
2	358	337	325
4	438	402	372
6	493	454	409
8	536	493	443

реходе из одной ступени в другую газ охлаждают в промежуточных охладителях.

Для достижения заданной степени повышения давления (ϵ_p) принимают следующее количество ступеней (z):

ϵ_p	до 6	6...30	30...100	100...150	свыше 150
z	1	2	4	5	6 и более

Увеличение количества ступеней усложняет конструкцию и увеличивает стоимость компрессора. Это обстоятельство обуславливает предел увеличения количества ступеней современных компрессоров.

Многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением приближает рабочий процесс компрессора к изотермическому, поэтому при заданной степени повышения давления компрессора применение ступенчатого сжатия обеспечивает существенную экономию мощности приводного двигателя.

Мощность многоступенчатого компрессора. В многоступенчатых компрессорах с числом ступеней z при одинаковых работах отдельных ступеней изотермическая мощность компрессора определяется по формуле

$$N_{из} = \frac{p_1 Q_1}{1000} \ln \frac{p_2}{p_1} z.$$

Мощность на валу компрессора при указанном условии

$$N = \frac{p_1 Q_1}{1000 \eta_{из} \eta_m} \ln \frac{p_2}{p_1} z.$$

Если работа отдельных ступеней неодинакова, то мощность на валу компрессора определяется как сумма мощностей отдельных ступеней.

Конструктивные типы компрессоров. Многоступенчатые компрессоры выполняются в двух основных вариантах: с дифференциальными поршнями и несколькими ступенями сжатия; со ступенями сжатия в отдельных цилиндрах. Рассмотрим некоторые из них.

В *двухступенчатом компрессоре с дифференциальным поршнем двустороннего действия* (рис. 7.69) ступени сжатия разнесены по обе стороны дифференциального поршня. При движении поршня вправо происходит всасывание в первую ступень, сжатие и выталкивание во вторую ступень. Когда поршень начинает двигаться влево, в первой ступени происходит сжатие, а во второй — всасывание газа.

Компрессоры общего назначения со ступенями сжатия в отдельных цилиндрах выполняются с вертикальным, горизонтальным и угловым расположением осей цилиндров (рис. 7.70).

Вертикальные компрессоры занимают небольшую площадь и имеют хорошую устойчивость. Они выпускаются многорядными (до шести рядов цилиндров) и многоступенчатыми (до шести ступеней сжатия) на подачу до $1,67 \text{ м}^3/\text{с}$ и широкий диапазон давлений (до 85 МПа).

Горизонтальные компрессоры более тихходны, чем вертикальные, и занимают больше места, но их обслуживание более удобно. Трубопроводы и аппаратуру горизонтальных компрессоров можно размещать в подвале, освобождая тем самым площадку для обслуживания. Горизонтальные компрессоры строятся на среднюю и большую (от $0,83$ до $6 \text{ м}^3/\text{с}$) подачи и широкий диапазон давлений (до 85 МПа).

Угловые компрессоры выпускаются с вертикально-горизонтальным и наклонным V- и W-образным расположением осей цилиндров на подачу до $3 \text{ м}^3/\text{с}$ и давление до 40 МПа. Характерные особенности угловых компрессоров — хорошая уравновешенность, небольшая масса, компактность и высокая частота вращения вала (до $16,7 \text{ 1/с}$) предопределили их широкое применение в промышленности.

Согласно ГОСТ 18985—73 воздушные поршневые компрессоры на избыточное давление 0,78 МПа бывают (табл. 7.5):

бескрейцкопфные с V-образным расположением осей цилиндров (обозначаются ВУ) на подачу $0,05$ и $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$;

крейцкопфные с прямоугольным расположением осей цилиндров (ВП) на подачу $0,166$; $0,332$ и $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$;

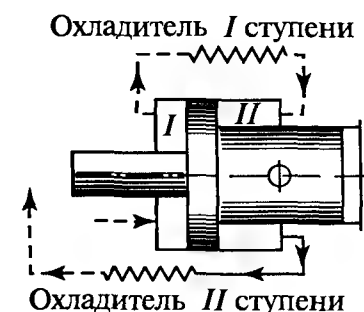


Рис 7.69 Схема двухступенчатого компрессора с дифференциальным поршнем

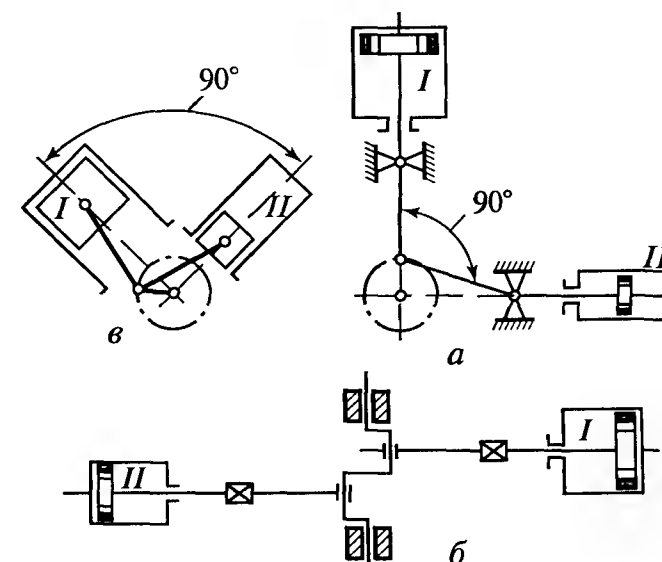


Рис. 7.70. Схемы двухступенчатых компрессоров с вертикальным (а), горизонтальным (б) и угловым (в) расположением осей цилиндров

Таблица 7.5

Характеристики компрессоров общего назначения

Тип компрессора		Номинальная подача при заданных условиях всасывания (предельное отклонение 5 %), м³/с (м³/мин)	Удельный расход мощности, кВт/(м³/мин), не более	Масса, кг, не более
ВУ	Свободным охлаждением	0,050 (3) 0,100 (6)	6,5	540 690
	С водяным охлаждением	0,100 (6) 0,050 (3)	6,2	690 540
ВП	—	0,166 (10)	5,7	1350
		0,332 (20)	5,6	2800
		0,500 (30)	5,3	4000
ВМ	—	0,830 (50)	5,4	7900
		1,660 (100)	5,4	14 500

Примечание. Избыточное давление компрессоров $p_k = 0,78$ МПа.

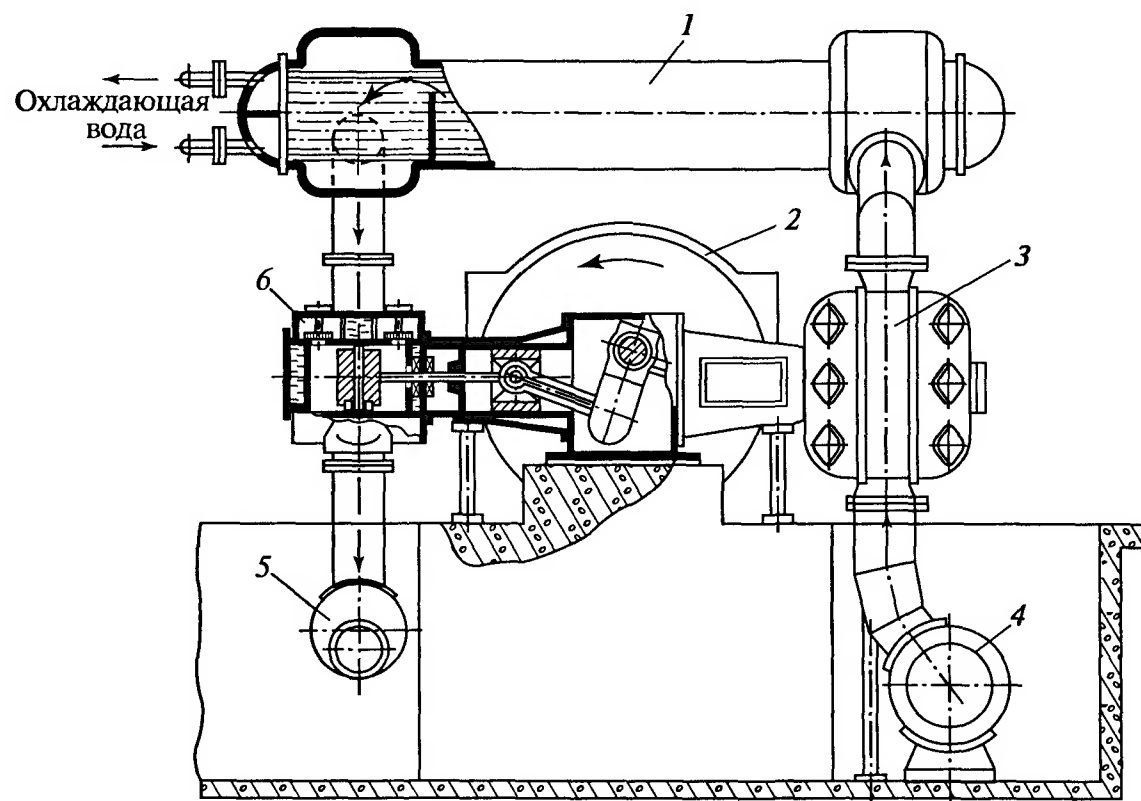


Рис. 7.71. Схема двухступенчатого оппозитного компрессора типа ВМ:

1 — воздухоохладитель; 2 — электродвигатель; 3 — цилиндр первой ступени; 4 — всасывающий патрубок; 5 — нагнетательный патрубок; 6 — цилиндр второй ступени

крейцкопфные оппозитные с горизонтальным расположением осей цилиндров (ВМ) на подачу 0,83 и 1,66 м³/с.

Компрессоры типа ВМ, называемые оппозитными, получили в последнее время широкое распространение. Это объясняется многими причинами и главным образом тем, что благодаря противоположному движению поршней (при угле между коленами вала 180°) они легко балансируются динамически и допускают частоту вращения, в 2...3 раза большую, чем компрессоры других типов. Компрессоры ВМ являются горизонтальными и требуют малых высот при относительно больших площадях помещений.

При большом количестве ступеней давления или высокой подаче с разделением ее на два цилиндра оппозитный компрессор может быть выполнен многорядным.

В условных обозначениях угловых и горизонтальных компрессоров имеются свои особенности. Например, марка компрессора ВУ-3/8 в соответствии с ГОСТ 18985—73 означает: V-образный компрессор с подачей 0,5 м³/с (30 м³/мин) и конечным избыточным давлением 0,78 МПа, а марка компрессора 2ВМ-10-50/8 — двухрядный оппозитный компрессор с поршневым усилием 100 кН, конечным избыточным давлением 0,78 МПа и подачей 0,83 м³/с (50 м³/мин).

На рис. 7.71 показан оппозитный компрессор типа ВМ с двумя ступенями сжатия. Воздух через всасывающий патрубок 4 поступает в цилиндр первой ступени сжатия 3, где сжимается до давления около 0,3 МПа, и затем направляется в промежуточный воздухоохладитель 1. После охлаждения там до температуры 30...40 °С воздух дожимается в цилиндре второй ступени 6 и подается в нагнетательный патрубок 5. Приводной электродвигатель 2 расположен на конце коленчатого вала.

Контрольные вопросы

1. Объясните способ действия динамических и объемных нагнетателей.
2. Перечислите основные параметры нагнетательных машин.
3. Объясните графический метод определения подачи и напора нагнетателя, работающего на систему трубопроводов.
4. В чем заключается сущность основного уравнения центробежных нагнетателей — уравнения Эйлера?
5. Как влияет величина β_2 на теоретический напор центробежного нагнетателя?
6. Чем определяются потери энергии в центробежной машине и их влияние на КПД?
7. В чем заключается принцип работы многоступенчатой центробежной машины?
8. Что такое рабочие характеристики нагнетателей?

9. На чем основано подобие центробежных нагнетателей? Напишите формулы пропорциональности.

10. Какие существуют способы регулирования подачи центробежных нагнетателей?

11. Что такое сводный график полей характеристик нагнетателей?

12. Что такое параллельное и последовательное соединение нагнетателей? В каких случаях они применяются?

13. Какие существуют практические способы регулирования подачи центробежных насосов?

14. Что такое кавитация и допустимая высота всасывания насосов?

15. Как производится выбор насосов по заданным параметрам и подбор мощности приводного двигателя?

16. Назовите основные показатели и характеристики центробежных вентиляторов.

17. Какие существуют основные способы регулирования производительности вентилятора?

18. Назовите основные элементы аэродинамической схемы осевого вентилятора.

19. В чем отличие характеристики центробежных вентиляторов от основной характеристики насосов?

20. Опишите основную конструктивную схему центробежного компрессора.

21. Как регулируется производительность центробежного компрессора?

22. Чем отличается поршневой насос от поршневого компрессора?

23. Назовите основные параметры поршневого насоса. Чем определяется общий КПД насоса?

24. Какова основная характеристика поршневого насоса? Назовите основной способ регулирования подачи.

25. Какие процессы происходят в реальном поршневом компрессоре?

26. Как определить мощность и КПД поршневого компрессора?

27. Какие существуют способы регулирования подачи поршневого компрессора?

28. Чем отличается применение многоступенчатого сжатия в компрессоре?

29. Назовите виды многоступенчатых поршневых компрессоров.

30. Назовите основные элементы и контрольно-измерительные приборы компрессорной установки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Алексеев Г. Н.* Общая теплотехника. — М.: Высш. шк., 1980.
2. *Алхазов Г. Г.* Воздушные поршневые компрессорные станции машиностроительных заводов. — М.: Машгиз, 1961.
3. *Аметистов Е. В.* Основы теории теплообмена. — М.: МЭИ, 2000.
4. *Бакластов А. М.* Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. — М.: Энергия, 1970.
5. *Бальян С. В.* Техническая термодинамика и тепловые двигатели. — Л.: Машиностроение, 1973.
6. *Белинский С. Я., Липов Ю. М.* Энергетические установки электростанций. — М.: Энергия, 1974.
7. *Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф., Берзиньш Э. Я.* Производственные и отопительные котельные. — М.: Энергия, 1974.
8. *Быстрицкий Г. Ф.* Насосы, компрессоры, вентиляторы и печи промышленных предприятий. — М.: МЭИ, 1978.
9. *Быстрицкий Г. Ф.* Основы энергоснабжения промышленных предприятий. — М.: МЭИ, 1975.
10. *Быстрицкий Г. Ф.* Тепловодоснабжение промышленных предприятий. — М.: МЭИ, 1983.
11. *Калинушкин М. П.* Вентиляторные установки. — М.: Высш. шк., 1967.
12. *Ковалев А. П., Лелеев Н. С., Виленский Т. В.* Парогенераторы. — М.: Энергоатомиздат, 1985.
13. *Лобачев П. В.* Насосы и насосные станции. — М.: Стройиздат, 1983.
14. *Малюшенко В. В., Михайлов А. К.* Энергетические насосы. — М.: Энергоиздат, 1981.
15. *Нагнетатели и тепловые двигатели/В. М. Черкасский, Н. В. Калинин, Ю. В. Кузнецов и др.* — М.: Энергоатомиздат, 1997.
16. *Назмеев Ю. Г., Лавыгин В. М.* Теплообменные аппараты ТЭС. — М.: Энергоатомиздат, 1998.
17. *Немцев З. Ф., Арсеньев Г. В.* Теплоэнергетические установки и теплоснабжение. — М.: Энергоиздат, 1982.
18. *Смирнов А. Д., Антипов К. М.* Справочная книжка энергетика. — М.: Энергоатомиздат, 1987.
19. *Соловьев Ю. П.* Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. — М.: Энергия, 1978.
20. *Справочник. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника/Под ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина.* — М.: Энергоатомиздат, 1983.
21. *Теплотехника/А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт и др.* — М.: Энергоиздат, 1982.

22. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий / Б. Н. Голубков, О. Л. Данилов, Л. В. Зосимовский и др. — М.: Энергия, 1979.
23. Теплотехника / М. М. Хазен, Г. А. Матвеев, М. Е. Грицевский и др. — М.: Высш. шк., 1981.
24. Теплотехника / А. А. Щукин, И. Н. Сушкин, Р. Г. Зах и др. — М.: Металлургия, 1973.
25. *Турк В. И., Минаев А. В., Карелин В. Я.* Насосы и насосные станции. — М.: Стройиздат, 1977.
26. *Хазен М. М., Казакевич Ф. П., Грицевский М. Е.* Общая теплотехника. — М.: Высш. шк., 1966.
27. *Хазмалян Д. М., Каган Я. А.* Теория горения и топочные устройства. — М.: Энергия, 1976.
28. *Черкасский В. М.* Насосы, вентиляторы, компрессоры. — М.: Энергоатомиздат, 1984.
29. *Шерстюк А. Н.* Насосы, вентиляторы, компрессоры. — М.: Высш. шк., 1972.



Быстрицкий Геннадий Федорович –
кандидат технических наук,
заслуженный профессор
Московского энергетического
института (технический университет),
организатор и первый ректор
Казанского филиала МЭИ,
специалист по энергетическому
оборудованию, автор многих
учебно-методических изданий.

ISBN 5-7695-1169-9



Издательский центр «Академия»